



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ TUHOSTI LOŽISEK
POLOHOVACÍHO MECHANISMU PRO OPTICKOU
KOMUNIKACI MEZI SATELITY**

EXPERIMENTAL BEARINGS STIFFNESS VERIFICATION OF THE POINTING ASSEMBLY FOR OPTICAL
INTER-SATELLITE LINK

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Svoboda

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Košťál, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Tomáš Svoboda**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Košťál, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Experimentální ověření tuhosti ložisek polohovacího mechanismu pro optickou komunikaci mezi satelity

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Satelity na oběžné dráze země pracující v konstelacích vyžadují vzájemnou komunikaci. Nově vyvíjené zařízení umožní přesné polohování antény pro zajištění komunikace v konstelacích. Přesnost polohování antény ovšem silně závisí na tuhosti ložisek a tu je nezbytné dopředu navrhnout a u zvolených ložisek otestovat v relevantních podmínkách.

Typ práce: výzkumná

Výstup práce: aplikovaný výsledek (Fužit, Fprum, Gprot, Gfunk, R)

Projekt: TAČR

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je testování tuhosti zvoleného ložiska v relevantních podmínkách.

Dílčí cíle diplomové práce:

- Výpočet tuhosti použitého ložiska,
- návrh a konstrukce aparatury pro testování ložiska v TVAC,
- sestavení aparatury a testování ložisek v TVAC.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://ustavkonstruovani.cz/texty/magisterske–studium–ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.

HARRIS, T.A., KOTZALAS, M.N. Advanced Concepts of Bearing Technology,,: Rolling Bearing Analysis. Fifth Edition. FL, USA: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2007. ISBN 978-0849371820.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Předložená diplomová práce se zabývá zjištěním tuhosti předepnutého dvouřadého ložiska s kosoúhlým stykem v relevantních podmínkách. V úvodu práce jsou popsány základní znalosti týkající se dvouřadých ložisek s kosoúhlým stykem a souvislosti vnitřní vůle, předpětí a dalších vlivů na tuhosti. V práci je uveden přehled studií zabývajících se tuhostí ložisek a přehled zařízení, která slouží pro experimentální zjištění tuhosti. Následně je popsáno vlastní řešení, ve kterém prvně proběhl teoretický výpočet tuhosti ložiska. K zjištění experimentálních hodnot bylo nutné navrhnout a zkonstruovat experimentální zařízení pro testování ložiska v relevantních podmínkách. Z naměřených dat a teoretických výpočtů byl zjištěn vliv materiálu a teploty na tuhosti ložiska. Výstupem práce je funkční vzorek, se kterým proběhlo testování ložiska.

KLÍČOVÁ SLOVA

dvouřadé ložisko s kosoúhlým stykem, tuhost, experimentální zařízení, aerospace

ABSTRACT

This master's thesis deals with the determination of the stiffness of a preloaded double-row bearing with an angular contact in the relevant conditions. The introduction describes the basic knowledge about double row angular contact bearings and the relationship between internal clearance, preload and other effects on stiffness. An overview of studies dealing with bearing stiffness and an overview of devices used for experimental stiffness determination is given. Subsequently, the solution itself is described, in which the theoretical calculation of the bearing stiffness was performed first. To determine the experimental values, it was necessary to design and construct experimental device for testing the bearing in the relevant conditions. The effect of material and temperature on the stiffness of the bearing was determined from the measured data and theoretical calculations. The result of this thesis is a functional device, which was used to test the bearing in the thermal chamber.

KEYWORDS

double row angular contact bearing, stiffness, experimental device, aerospace

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SVOBODA, Tomáš. Experimentální ověření tuhosti ložisek polohovacího mechanismu pro optickou komunikaci mezi satelity. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132012>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce David Košťál.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl upřímně poděkovat vedoucímu práce Ing. Davidu Košťálovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a ochotu během vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Vojtěchu Polnickému za ochotu a pomoc s elektronikou při montáži zařízení. Především ale děkuji rodině a přátelům za podporu během celého studia.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Davida Košťála, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem	14
2.2	Tuhost ložiska	15
2.3	Vnitřní vůle ložiska	16
2.4	Předpětí ložiska	16
2.5	Vliv teploty na tuhost ložiska	19
2.6	Přehled literatury výpočtu tuhosti ložisek	21
2.6.1	Analytický výpočet tuhosti dle Guaye [26]	22
2.6.2	Výpočet matice tuhosti dle Gunduze a Singha [1]	23
2.7	Komerční softwary	23
2.8	Experimentální zařízení pro testování ložisek	25
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	32
3.1	Analýza problému	32
3.2	Analýza a zhodnocení řešerše	33
3.2.1	Tuhost ložiska	33
3.2.2	Vyvození zatížení	33
3.2.3	Měření deformace	34
3.2.4	Měření síly a teploty	35
3.3	Podstata a cíl práce	36
4	MATERIÁL A METODY	37
4.1	Postup řešení práce	37
4.2	Testované ložisko	38
4.3	Materiály uložení	39
4.4	Výpočet tuhosti v softwaru	40
4.5	Citlivostní analýza	46
4.6	Koncepční řešení experimentálníhoho zařízení	52
4.6.1	Měřicí systém	52
4.6.2	Zatížení pneumatickým válcem	57

4.6.3	Zatížení elektrickým aktuátorem	58
4.7	Konstrukční řešení experimentálního zařízení	60
4.7.1	Elektronika, řídicí a měřicí systém	61
4.7.2	Zátěžný mechanismus	62
4.7.3	Pružný člen	65
4.7.4	Uložení ložiska	66
4.7.5	Rám zařízení	72
4.8	Sestavení zařízení a ověření funkčnosti	72
4.9	Realizace experimentu	73
5	VÝSLEDKY	75
5.1	Radiální zatížení	75
5.2	Axiální zatížení	77
5.3	Momentové zatížení	78
5.4	Tuhost ložiska	79
6	DISKUZE	81
6.1	Teoretický výpočet	81
6.2	Experimentální zařízení	81
6.3	Vliv materiálu a teploty na tuhosti	82
7	ZÁVĚR	84
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	85
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	89
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	90
11	SEZNAM TABULEK	93
12	SEZNAM PŘÍLOH	94

1 ÚVOD

Valivá ložiska jsou důležitými rotačními prvky v různých mechanických systémech a jsou standardizovány podle různých typů a velikostí. Jedním z často používaných typů jsou dvouřadá ložiska s kosoúhlým stykem, která nabízejí oproti jednořadým ložiskům řadu výhod. Mezi hlavní výhody patří schopnost poskytnout vyšší axiální i radiální tuhost a možnost přenášet zatížení v obou axiálních směrech. Proto tato ložiska bývají často používána v automobilovém průmyslu, u obráběcích strojů, v leteckém a kosmickém průmyslu a v mnoha dalších aplikacích. V oblasti aerospace je velmi časté využití uvedených ložisek v satelitní technice.

Satelity ve vesmíru musí komunikovat s řídicími centry a mezi sebou. Přijímaný a odesílaný signál je nutné velmi přesně směřovat. K tomu slouží polohovací mechanismus, který musí s vysokou přesností a plynulostí polohovat anténou. Předepnutá super-duplexní kuličková ložiska s kosoúhlým stykem zajišťují otáčení tohoto mechanismu. Na použité ložisko jsou kladeny vysoké nároky na spolehlivost, přesné polohování a tuhost. Satelity jsou vystaveny náročným podmínkám, jako jsou velké výkyvy teplot, nízký tlak, radiace a jiné další vlivy. Před vypuštěním satelitu do vesmíru je povinné vybrané součásti v relevantních podmínkách testovat a odzkoušet, aby se ověřily analýzy a předešlo se případným selháním a nedostatkům. Selhání součástí by mohlo vést k nefunkčnosti zařízení, což by vedlo k velkým finančním škodám.



Obr. 1-1 Dvouřadá ložisko s kosoúhlým stykem

Tuhost ložiska má zásadní vliv na vlastnosti a přesnost zařízení, proto je její zjištění velice důležité. Někdy výrobce tuhost ložiska udává za vlastních stanovených podmínek. Vlivem různých teplot, použitých materiálů pro ložisko a uložení a dalších parametrů se tuhost ložiska mění. Proto se tato práce zabývá zjištěním tuhosti zvoleného ložiska v relevantních podmínkách, které simulují provoz ložiska v polohovacím mechanismu satelitu na nízké oběžné dráze Země. Zjištění tuhosti proběhlo teoreticky a experimentálně. Důležitým cílem práce bylo zkonstruovat a vyrobit testovací zařízení, které umožnilo zatěžování a měření deformací pro určení tuhosti v relevantních podmínkách. Daných podmínek se dosáhlo pomocí pronajaté termální komory, ve které bylo testovací zařízení umístěno.

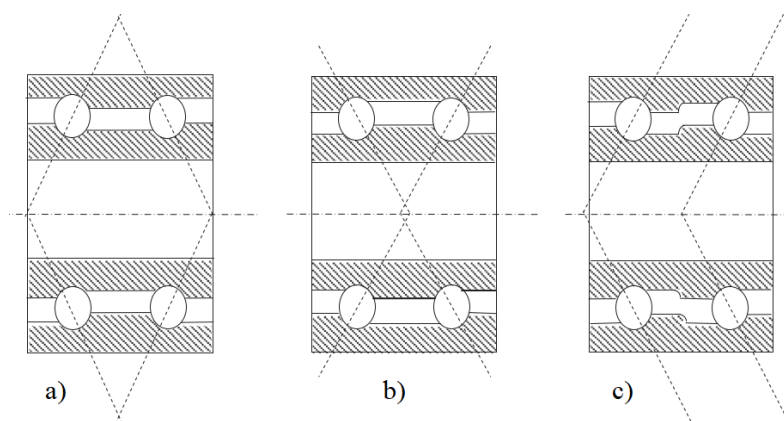
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Dvouřadá kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem

Dvouřadá ložiska mají oproti jednořadým ložiskům jisté výhody jako je vyšší radiální a axiální tuhost a možnost přenášet obousměrné i kombinované zatížení. Dvouřadá ložiska konstrukčně vycházejí ze dvou jednořadých ložisek s kosoúhlým stykem umístěných vedle sebe. Tato ložiska společně sdílejí vnitřní a vnější kroužek. Některá tato ložiska mají vnitřní kroužek rozdělen na dvě části, a to hlavně z důvodu předepnutí ložiska. Výhodou těchto ložisek je menší zástavbová šířka oproti zdvojeným ložiskům stejné velikosti. Mohou také nabídnout další výhody, jako je snazší montáž a manipulace. Na druhou stranu v některých případech mohou mít menší konstrukční flexibilitu. Jsou široce používána u obráběcích strojů, průmyslových čerpadel, kompresorů, v automobilovém, leteckém a kosmickém průmyslu [1].

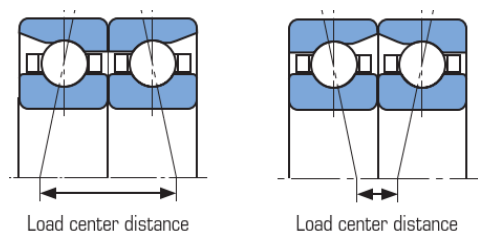
Dvouřadá ložiska s kosoúhlým stykem se dělí na tři kategorie, a to podle uspořádání jejich valivých elementů:

- Zády k sobě (sestava do „O“) spojnice stykových bodů se rozbíhají od osy ložiska,
- Čely k sobě (sestava do „X“) spojnice stykových bodů se sbíhají vzhledem k ose ložiska,
- Do tandemu (sestava do „T“) spojnice stykových bodů jsou rovnoběžné, takže se nikdy neprotnou na rozdíl od předešlých dvou uspořádání [2].



Obr. 2-1 Konfigurace dvouřadých ložisek (a) zády k sobě, (b) čely k sobě, (c) do tandemu [1]

Uspořádání zády k sobě má velkou rozteč mezi účinnými středy zatížení (Obr. 2-2). To umožňuje ložisku přenášet i větší klopné momenty. Ložisko může zachytávat axiální zatížení v obou směrech, ale axiální sílu přenáší pouze jedna řada valivých elementů. Nevýhodou je vyšší citlivost na nesouosost, proto musí být použity v aplikacích s minimálními odchylkami. Převážná většina komerčních dvouřadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem se nachází v uspořádání zády k sobě, avšak jsou využívána i jiná uspořádání [1],[2].



Obr. 2-2 Rozteč mezi účinnými středy zatížení dvouřadého ložiska s uspořádáním do O a X [3]

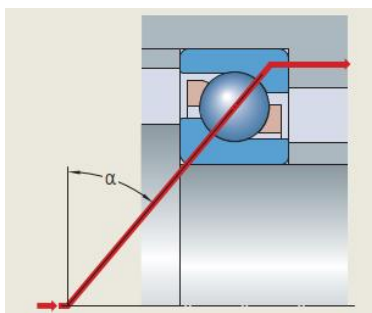
2.2 Tuhost ložiska

Tuhost je důležitou vlastností ložisek s valivými elementy, která je definována jako vzniklá velikost elastické deformace při zatížení ložiska. Tuhost je často vyjádřena jako poměr mezi zatížením a deformací. Tento vztah popisuje následující rovnice [4].

$$k = \frac{dF}{d\delta} \quad (1)$$

Kde k je tuhost ložiska v N m^{-1} , F je síla v N, δ je deformace v m.

Predikce tuhosti ložiska je jednou ze základních fází procesu při navrhování ložiskových systémů. Tuhost valivého ložiska má nelineární charakteristiku a to kvůli vnitřní vůli ložiska a nelinearitě Hertzova kontaktu mezi valivými prvky a oběžnými drahami kroužků ložiska [5]. Tuhost ložiska je závislá na mnoha faktorech, mezi nejzásadnější patří: zatěžování, typ valivých těles, počet a velikost valivých těles, materiál, stykový úhel (Obr. 2-3), předpětí a další [2]. Tuhost ložiska je jedním z hlavních parametrů přispívajících k přenosu hluku a vibrací z vnitřní na okolní strukturu systému [4]. V praxi jsou výrobci ložisek zdráhaví k poskytování dat o ložiscích. Někteří výrobci uvádějí tuhost ložiska pouze za jimi stanovených podmínek [6].

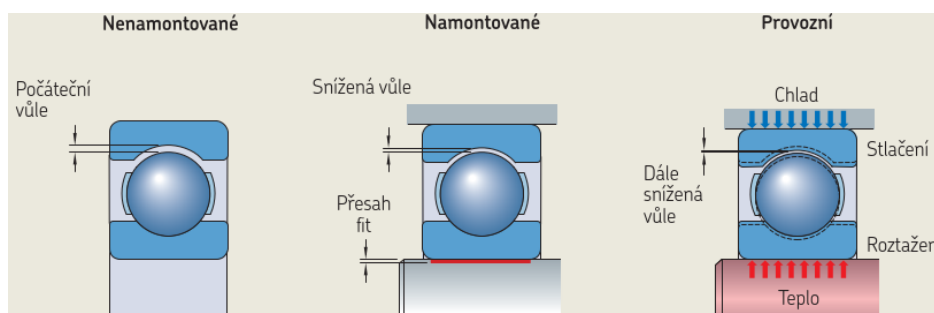


Obr. 2-3 Stykový úhel ložiska a přenos zatížení [2]

Tuhost ložiska lze dle způsobu zatížení dělit na tuhost statickou a dynamickou. Existuje tuhost dílčí, která se vztahuje pro jednu strojní součást jako třeba ložisko, a tuhost celková, která zahrnuje veškeré strojní součásti sestavy. U ložisek dle směru působení zatížení rozeznáváme tuhost radiální, axiální a momentovou [2].

2.3 Vnitřní vůle ložiska

Vnitřní vůle ložiska je definována jako celková vzdálenost, o kterou lze posunout jeden kroužek ložiska vůči druhému v radiálním (radiální vůle) nebo v axiálním směru (axiální vůle). Vnitřní vůle je velice důležitá, protože má velký vliv na rozložení zatížení, které přímo ovlivňuje životnost a tuhost ložiska. Počáteční vůle v ložisku je téměř ve všech aplikacích větší než jeho provozní vůle. Rozdíl je způsoben zejména dvěma vlivy. První je, že při montáži ložisek na hřídel nebo do tělesa se obvykle používá uložení s přesahem. Roztažení vnitřního nebo stlačení vnějšího kroužku zmenšuje vnitřní vůli. Druhý je, že se ložisko za provozu ohřívá. Rozdíly v tepelném rozpínání ložiska a souvisejících dílů ovlivňují vnitřní vůli [2].



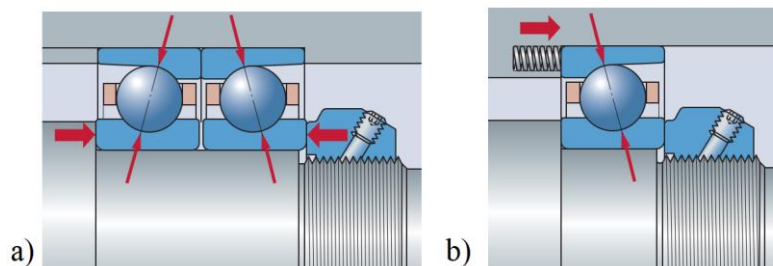
Obr. 2-4 Vnitřní vůle ložiska [2]

Počáteční vnitřní vůle je vnitřní vůle v ložisku před jeho montáží. Montážní vůle je vnitřní vůle v ložisku po jeho montáži, ale před uvedením do provozu. Provozní vůle je vnitřní vůle v ložisku během provozu po dosažení stabilní teploty [2].

2.4 Předpětí ložiska

U některých aplikací je před samotným zatížením vyžadováno předepnutí ložiska. Předpětí je síla, která působí mezi valivými tělesy a ložiskovými kroužky, ale není vyvolána vnějším zatížením. Zmenšuje radiální a axiální vůle ložiska a lze ho považovat za zápornou vnitřní vůli [2]. Předpětí se obvykle provádí za účelem zvýšení tuhosti ložiska i systému, zvýšení přirozené frekvence systému a snížení hluku. Dojde k řádnému usazení valivých elementů v drážce, jenž zlepší přesnost chodu a polohování. Navíc se dosáhne lepšího rozložení zatížení na valivé elementy, což zvýší únosnost. V neposlední řadě se předchází haváriím způsobených vibracemi nebo vlivem vysokého rotačního zrychlení. Na druhou stranu se zvýší valivý odpor a provozní teplota ložiska a sníží se jeho životnost [2], [4]. Příliš velké předpětí vede k předčasnému selhání ložiska [4]. Nastavení předpětí se obvykle provádí měřením síly, posunutím o určitou vzdálenost nebo měřením třecího momentu při montáži [2].

Existují dvě hlavní metody předpětí používané v praxi: tuhé předpětí a předpětí konstantní silou. Tuhé předpětí je vytvořeno relativním axiálním posunutím jednoho kroužku ložiska vzhledem k druhému o hodnotu, která odpovídá požadované síle předpětí. K tomu dochází nejčastěji pomocí pojistné matice, rozpěrného kroužku nebo pomocí koncového víka se šrouby. Konstantní předpětí je generováno kalibrovanými lineárními pružinami, jenž tlačí na vnější kroužek ložiska. Kromě pružin může být k dosažení konstantní síly použit hydraulický nebo pneumatický válec [4]. U tohoto typu se nedosahuje tak velkého předpětí jako u tuhému, nicméně je schopné udržet konstantní předpětí i ve velkém rozsahu pracovních teplot, kdežto tuhé předpětí je daleko citlivější na změny teploty [2],[4].

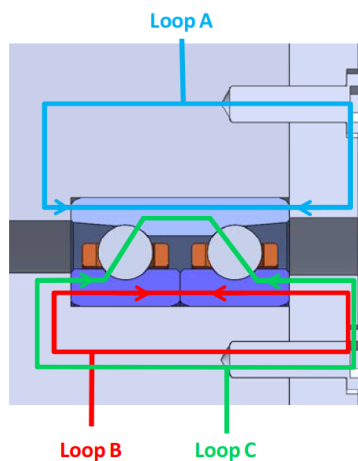


Obr. 2-5 (a) Tuhé předpětí, (b) Konstantní předpětí [2][7]

Zvýšení předpětí závisí hlavně na skutečných tolerancích úložných ploch na hřídeli a v tělese a na tom, zda to má za následek uložení s přesahem ložiskových kroužků. Zvýšení předpětí může být také způsobeno úchytkami geometrického tvaru souvisejících dílů, jako např. úchytky válcovitosti, kolmosti nebo sousostí úložných ploch ložisek. Během provozu může být další zvýšení předpětí způsobeno odstředivou silou, teplotním rozdílem mezi vnitřním kroužkem, vnějším kroužkem a kuličkami, různými součiniteli tepelné roztažnosti materiálů hřídele a tělesa uložení v porovnání s materiálem ložiska [2].

Nejdůležitější zatěžovací smyčkou pro ložisko je smyčka C (Obr. 2-6). Zatížení (předpětí) C je dáno výrobcem ložiska během dokončovacího obrábění mezery pro předpětí (velikostí odsazení) vnitřních kroužků ložiska. Celkové upínací zatížení (smyčky B a C) je definováno až při montáži. Použití nadměrného upínacího zatížení povede k deformaci kroužků a mohla by změnit rozložení zatížení v ložisku (tj. snížení nebo zvýšení zatížení ve smyčce C). I když je velmi obtížné přímo a přesně měřit tuhé předpětí smontovaného ložiskového systému, musí být celkové zatížení během montáže ložiska do mechanismu kontrolováno [7].

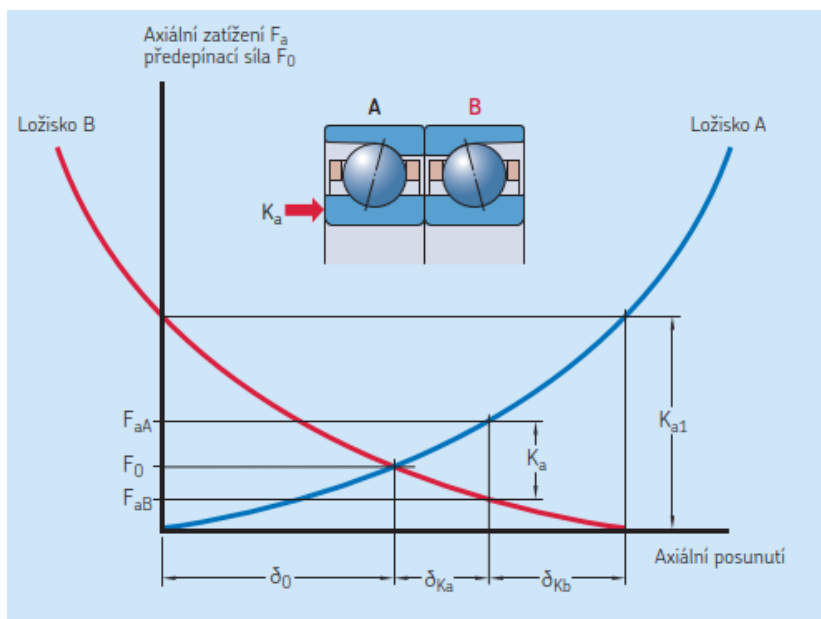
Smyčky A a B zajišťují polohu ložiska v systému. Obvykle musí být zatížení v těchto smyčkách relativně vysoké (obvykle výrazně vyšší než například předpětí ložiska), aby se zabránilo oddělení předpjatých rozhraní mezi upínacími součástmi a ložiskovými kroužky (a tím se zabránilo možnosti nežádoucích pohybů kroužků). Je doporučeno aplikovat upínací zatížení ideálně v rozsahu přibližně 3 až 5násobku jmenovitého předpětí ložiska. Velikost upínací síly nicméně může být až do axiální únosnosti ložiska dané katalogem výrobce ložiska [7].



Obr. 2-6 Upínací smyčky tuhého předpětí dvouřadého ložiska zády k sobě [7]

Při nadměrném předepnutí ložiska dochází ke změně vnitřní geometrie způsobené deformací kroužků. Nadměrné předepnutí ložiska může způsobit:

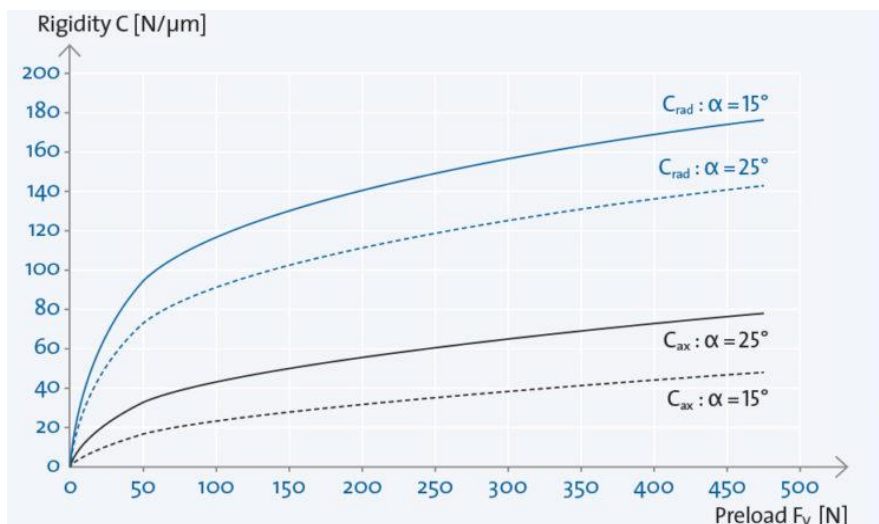
- Přetížení valivých elementů a oběžných drah (v axiálním i radiálním směru)
- Přetížení hřídele a úložného tělesa (radiální směr)
- Změnu kontaktního úhlu a tuhost ložiskového systému [7]



Obr. 2-7 Vliv vnějšího zatížení na předepjaté sady ložisek [2]

Na Obr. 2-7 je znázorněn vliv vnějšího axiálního zatížení na dvě předepnutá ložiska v uspořádání zády k sobě. Modrá křivka zobrazuje pružnou charakteristiku ložiska A, na něž působí vnější axiální síla K_a . Červená křivka představuje pružnou charakteristiku ložiska B, které je působením axiální síly odlehčeno. Obě ložiska jsou každé předepnuté axiálním posunutím jednoho ložiskového kroužku vzhledem k druhému o δ_0 , které způsobí předpětí F_0 působící na obě ložiska. Dojde-li k zatížení ložiska A vnější axiální silou K_a , zatížení v ložisku vzroste na F_{aA} , zatímco zatížení v ložisku B se sníží na F_{aB} . Axiální posunutí

kroužků ložisek odpovídá křivkám pružin. δ_{kb} je zbývající předpětí (μm) ložiska B. Když axiální síly dosáhnou hodnoty přirozené odlehčující síly K_{a1} , tak se ložisko B stává zcela nezátížené. Když k tomu dojde, existuje značné riziko, že nezátížené kuličky se přestanou odvalovat a začnou prokluzovat, což má za následek předčasné selhání ložiska. Odlehčovací síla se mění v závislosti na předpětí a uspořádání ložiska. [2]



Obr. 2-8 Vliv předpětí a stykového úhlu na tuhosti [8]

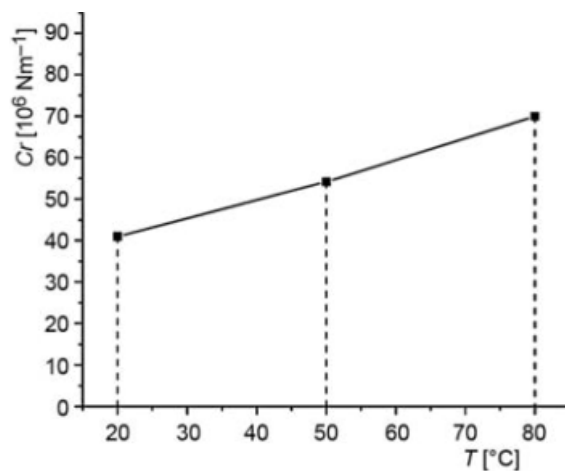
Vlivem předpětí dochází k navýšení tuhosti ložiska. Tuto závislost popisuje Obr. 2-8. S rostoucí velikostí předpětí dochází k větší axiální i radiální tuhosti ložiska. Dále graf zobrazuje závislost tuhosti na stykovém úhlu. S rostoucí stykovým úhlem roste axiální a klesá radiální tuhost.

2.5 Vliv teploty na tuhost ložiska

Většina prací zabývající se tuhostí ložiska se soustředí na kontaktní mechanismy, ale málokteré z nich uvažují vliv teploty na tuhosti. Stávající experimentální výsledky ukázaly, že změna teploty způsobená třením mezi valíci a kroužky, má značný vliv na kontaktní tuhost ložiska [9]. V našem případě sice ložisko není ovlivněno teplem vzniklé třením, ale teplotou okolí, ve kterém se bude ložisko nacházet. Vlivem teploty se mění pracovní podmínky ložiska, kdy dochází ke změně vůle a úhlu styku kuličky s kroužkem [10].

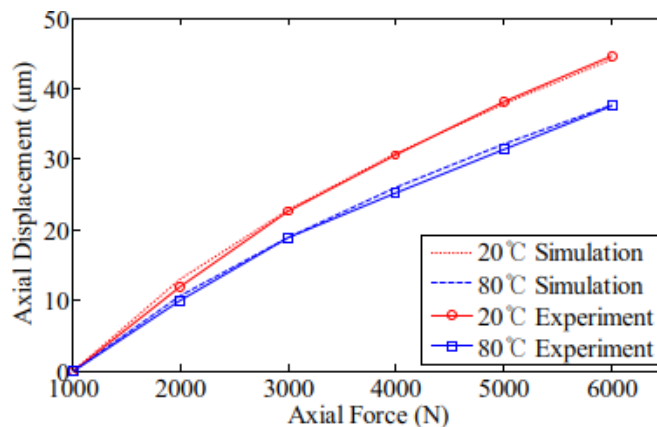
V [11] se zabývali vlivem provozní teploty na hlavních parametrech radiálního ložiska jako je radiální tuhost, kontaktní napětí a rozložení zatížení na kuličky. Vlivem tření dochází k zahřívání ložiska. Na provozní teplotu mají vliv zatížení, rychlost otáčení, kvalita ložiska a charakter maziva, zde se však vliv maziva zanedbal. Provedli analýzu kvazistatického

modelu pomocí metody konečných prvků. Následně byl proveden experiment pro ověření analýzy. Byly měřeny vlastnosti pro pracovní teploty 20, 50 a 80 °C. Došli k závěru, že s rostoucí teplotou roste radiální tuhost, jak lze vidět na Obr. 2-9.



Obr. 2-9 Radiální tuhost ložiska v závislosti na provozní teplotě [11]

V [9] studovali vliv teploty na axiálních dynamických vlastnostech kosoúhlého ložiska. Došli k závěrům, že stykový úhel a kontaktní tuhost mezi valivým elementem a kroužkem jsou klíčovými faktory ovlivňující axiální tuhost ložiska. Stykový úhel kosoúhlého ložiska je významně ovlivněn teplotou. Se stoupající teplotou roste úhel styku a tím roste kontaktní tuhost, čímž roste i axiální tuhost kosoúhlého ložiska. Se změnou teploty dochází k teplotním deformacím, jež vedou ke změně velikosti uložení a radiální vůle. Současně teplota mění kontaktní zakřivení vnější a vnitřní oběžné dráhy. Růst teploty ložiska by se měl uvažovat při předepnutí ložiska, aby nedošlo k jeho poškození [9].



Obr. 2-10 Porovnání experimentálních dat a simulace axiální tuhosti pro dvě různé teploty [9]

Většina studií se zabývá vlivem teploty způsobené třením na dynamické vlastnosti u vysoce točících ložisek. Práce zabývající se vlivem teploty na tuhosti ložiska s nízkými nebo nulovými rychlostmi nebyly nalezeny.

2.6 Přehled literatury výpočtu tuhosti ložisek

Ve většině příruček pro návrh ložisek s kosoúhlým stykem se používají nejjednodušší výpočty zaměřené na dynamickou a statickou únosnost podle ISO 281 a ISO 16281. Ty bohužel neumožňují konstruktérovi provést ani přibližnou předpověď ohledně deformací při zatížení. Výpočet se vztahuje pouze na ložiska bez předpětí s prakticky nulovou vůlí [12]. Existují však studie zabývající se podrobněji výpočtem tuhosti ložisek s kosoúhlým stykem.

Velké množství dosavadního výzkumu se zabývalo tuhostí jednořadého kosoúhlého ložiska jak samotného, tak i různými konfiguracemi. Existují tři modely tuhosti ložiska: statický, dynamický a kvazistatický model [13]. Poslední, tedy kvazistatický model navržený Jonesem [14] je nejčastěji používanou metodou pro zjištění tuhosti jednořadého ložiska, a to hlavně z důvodů poměrné jednoduchosti a přesnosti. Jones nestanovil přímo matici pro zjištění tuhosti ložiska, ale formuloval vztah zatížení-deformace pro kuličková a válečková ložiska při statickém zatížení s vlivy odstředivé síly a gyroskopického momentu. Tento vztah lze dále použít pro matici tuhosti jednořadého ložiska. Uvažoval pět stupňů volnosti ložiska: tři posuvy a dvě rotace. Relativní posuv ložiskových kroužků vyhodnotil na základě Hertzovi kontaktní teorie. Palmgren v [15] navrhl sérii empirických vztahů k výpočtu deformace za různých podmínek zatížení. Jedná se o nejjednodušší model pro ložiska s kosoúhlým stykem, který má dva stupně volnosti. Uvažuje pouze relativní axiální a radiální posuvy vnitřního kroužku vůči vnějšímu. Lim a Singh [16] vyvinuli pěti rozměrnou matici tuhosti pro jednořadá kuličková a válečková ložiska. Hlavní výhodou tohoto modelu je zahrnutí momentových a mimo rovinných pohybů, což umožnilo lepší pochopení přenosu vibrací přes valivé elementy.

Spousta dalších studií jako například [17], [18], [19] většinou vycházejí z výše zmíněných studií. Jednotlivé studie pak zanedbávají nebo uvažují některé další vlivy, rozšiřují nebo jinak upravují základní studii, nebo zjišťují závislosti za různých podmínek. Mezi zásadní odlišnosti, kterými se jednotlivé metody liší, je uvažování Hertzovi kontaktní teorie, vlivy odstředivé síly, setrvačných momentů, počet stupňů volnosti, proměnný stykový úhel a další.

Určení tuhosti může probíhat různými výpočetními způsoby. De Mul [20] nastínil obecnou teorii pro numerický výpočet matic tuhosti předepnutých ložisek. Guo a Parker [21] navrhli numerickou metodu pro výpočet tuhosti jednořadého ložiska použitím metody konečných prvků. Hernot [12] vypočítal matici tuhosti kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem pomocí integračních technik. Také se používá experimentální zjištění tuhosti ložiska. Například Walford a Stone [22] použili model se dvěma stupni volnosti a pomocí měření z experimentu získali hodnoty tuhosti.

Dle [6] existují nejméně tři způsoby určení tuhosti kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem. První metoda je založena na studiích Hernota [12] a Lima [16], kde je získán vztah pro celkové zatížení a momenty ložiska jako funkce posuvu a rotace. V druhé metodě dle

Aini [23] a Alfarese [24] se tuhost systému určí pomocí vlastní frekvence celého systému. Vlastní frekvence, která se zjistí experimentálně, se poté použije v soustavě rovnic obsahující zatížení a momenty působící na ložiska. Tato metoda se dá použít pouze pro celé systémy, nikoliv pro samostatné ložisko. Třetí metoda je založena na neuronové síti od Kanga [25]. Oproti předešlým metodám, kde byla tuhost nelineárních rovnic získána iteračně, se zde hodnota tuhosti získala neuronovou sítí, která obsahuje experimentálně naměřené hodnoty tuhosti určitých ložisek a váhové funkce. Pomocí nich se pro ložisko spočítá nová hodnota tuhosti. Nevýhodou této metody je zapotřebí mnoho experimentálně naměřených nebo jinak získaných dat o tuhosti co nejvíce různých ložisek.

Zajímavou studií, která se blíží předpokladům testovanému ložisku je práce Shengye [13]. Na základě modelu ložiska podle Jonese [14] stanovil kvazistatický model předepnutého dvojitého kosoúhlého ložiska s 5 stupni volnosti. V modelu byly zahrnuty tři konfigurace ložisek a dva mechanismy předpětí. Analyticky vytvořená matice tuhosti byla následně porovnána a ověřena výsledky z experimentálního zařízení, které měřilo radiální a axiální tuhost ložiska. Dále se studie zabírala vlivy konfigurace ložisek, mechanismy předpětí a stykovým úhlem na tuhost ložiska. Autor došel k závěrům, že axiální tuhost dvojitého ložiska s kosoúhlým stykem nemůže být získána pouhým použitím superpozice dvou samostatných ložisek.

Donedávna byla publikována pouze malá hrstka výzkumů věnujících se dvouřadým ložiskům s kosoúhlým stykem. Pouze jediná studie se zabývala určením matice tuhosti dvouřadého ložiska s kosoúhlým stykem, tuto studii uvedli Gunduz a Singh [1]. Jako jediná odpovídá modelu a předpokladům testovaného ložiska, a proto je více popsána níže.

2.6.1 Analytický výpočet tuhosti dle Guaye [26]

Ve většině studií je nutné k získání tuhosti spočítat systém nelineárních rovnic iterativně pomocí numerických metod, nejčastěji metodou Newton-Raphson. Tato studie jako první nabízí zjednodušený analytický výpočet pro dvojici předepnutých ložisek založených na předpokladu konstantního stykového úhlu během zatížení. Na základě Hertzovy kontaktní teorie autor odvodil vztahy pro radiální a axiální tuhost předepnuté dvojice ložisek. Odvození vztahů a podrobnější výpočet je popsán v práci [26].

Pro samotné předepnuté ložisko s kosoúhlým stykem je axiální tuhost dána vztahem.

$$k_a = 1,5 \cdot Z \cdot K_n \cdot \sin \alpha^{5/2} \cdot \left(\frac{e}{2}\right)^{1/2}$$

Kde Z je počet kuliček ložiska, K_n je tuhost kuličky v $\text{Nm}^{-3/2}$, α je stykový úhel ve $^\circ$ a e je axiální posuv vlivem předpětí ložiska v m. Z tohoto vztahu plyne, že axiální tuhost je citlivá na stykový úhel a méně pak na velikosti předpětí. Tuhost kuličky K_n nezávisí

na normálové síle působící na ložisko, ale na modulu pružnosti materiálů těles v kontaktu a vnitřní geometrii ložiska [26].

Pro dvojici předeprnutých ložisek je radiální tuhost dána následujícím vztahem.

$$k_r = \frac{3}{2 \cdot \sqrt{2}} \cdot Z \cdot K_n \cdot \cos \alpha^{5/2} \cdot (e \cdot \tan \alpha)^{1/2}$$

Kde Z je počet kuliček, K_n je tuhost kuličky v $\text{Nm}^{-3/2}$, α je stykový úhel v ° a e je axiální posuv vlivem předpětí ložiska v m.

2.7 Komerční softwary

Pro určení nejen tuhosti ložiska, ale i dalších jeho vlastností lze využít specializovaných softwarů. Existuje několik komerčních softwarů zabývajících se výpočty, analýzou a optimalizací převodovek, hnacích ústrojí, elektro-mechanických strojů a dalších systému. Mezi tyto softwary patří třeba MESYS, KISSsoft nebo Romax technology.

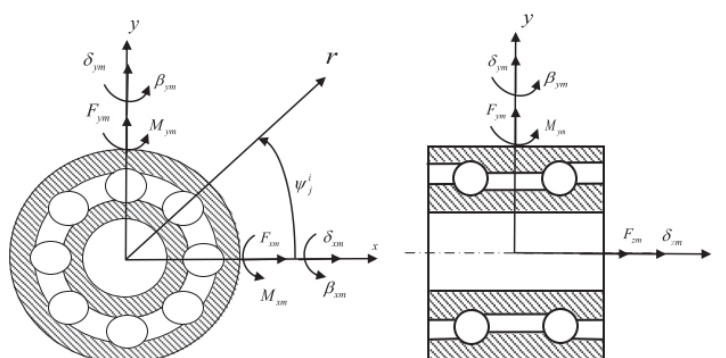
Anglická firma Romax technology nabízí několik softwarů, od návrhu až po optimalizaci systému. Jedním z nabízených softwarů je Romax spin, který se specializuje na návrh, optimální výběr a k podrobné analýze ložisek v systému. Pomocí softwaru lze rychle a lehce vymodelovat potřebný elektro-mechanický model, který obsahuje hřídele, ložiska, ozubená kola, spojky, skříně a elektrické stroje. V softwaru je dostupný katalog s ložisky od světových výrobců jako jsou SKF, Schaeffler, Timken, JTEKT a další. Mimo tyto ložiska si lze vymodelovat i vlastní ložisko různého typu a konfigurace. Stačí vybrat konkrétní typ, zadat materiál, vnější a vnitřní rozměry, mikro-geometrii ložiska a další parametry. Poté se specifikuje uložení ložiska, které obsahuje vůle, přesahy, pružnosti kroužků, předpětí, vnitřní vůle ložiska, uspořádání, teploty a další provozní parametry. Po spuštění výpočtu provede software rozsáhlou analýzu nejen ložisek, ale i hřídelů a dalších součástí. Všechny výpočty jsou založeny na plně propojené flexibilní simulaci systému. Pro výpočty se využívá sofistikovaný nelineární model tuhosti ložiska. Přesně a rychle se zjistí statické odchylky, natočení, zatížení a napětí valivých elementů za různých provozních podmínek. Lze získat výsledky z norem ISO 281, ISO/TS 16281 a dalších metod predikce životnosti ložiska [28].

2.7.1 Výpočet matice tuhosti dle Gunduze a Singha [1]

Autoři stanovili statický model s pěti stupni volnosti založený na studiích Lima a Singha [16] a Roystona a Basdogana [27]. Práce se nejdříve zabývá rozdíly mezi tuhostí dvouřadého a dvěma jednořadými ložisky. Pro dvě ložiska uvažují dvě samostatné matice tuhosti tudíž dva samostatné posuvy a vektory zatížení, kdežto pro dvouřadé ložisko jen jeden posuv a vektor zatížení. Výpočty ukázaly, že není možné získat momentovou

tuhost dvouřadého ložiska pouhým součtem dvou jednořadých ložisek, a proto je nezbytná samostatná analytická formulace pro dvouřadé ložisko [1].

V tomto odstavci jsou stanovené předpoklady a podmínky, ze kterých autoři vycházeli pro stanovení matice tuhosti. Na ložisko působí vektor zatížení $\mathbf{f}_m = \{F_{xm}, F_{ym}, F_{zm}, M_{xm}, M_{ym}\}^T$, který způsobí změnu vektoru deformace $\mathbf{q}_m = \{\delta_{xm}, \delta_{ym}, \delta_{zm}, \beta_{xm}, \beta_{ym}\}^T$. Deformace ložiskových kroužků se považují za zanedbatelné a v místě kontaktu nastane pouze elastická deformace podle Hertzovi kontaktní teorie. Úhel styku se mění vlivem zatížení, proto se tato změna musí při výpočtu brát v potaz. Vnitřní tření se považuje za zanedbatelné v porovnání s normálovými silami působící na kuličky. Předpokládá se, že ložisko nebude pracovat ve vysokých rychlostech, proto se gyroskopický moment a odstředivé síly mohou zanedbat. Dále se předpokládá, že mazání nemá přímý vliv na koeficienty tuhosti ložiska. Všechny konstrukční prvky (jako hřídel a ložiskové kroužky) se uvažují jako tuhé. Ložisko má pět stupňů volnosti, jsou to tři posuvy a dvě natočení, kdy hřídel může volně rotovat kolem osy z (Obr. 2-1) [1].

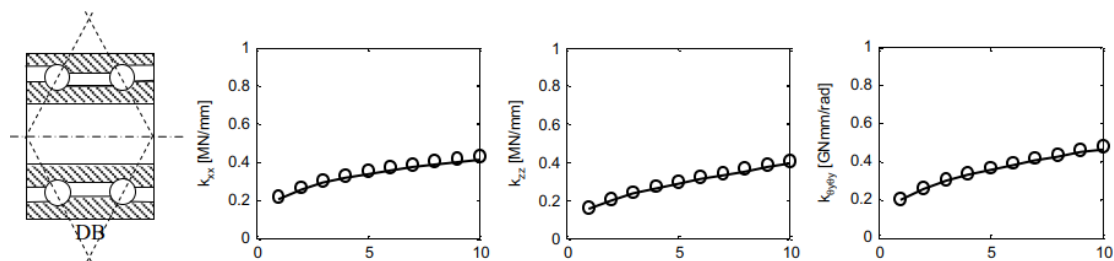


Obr. 2-11 Síly a momenty působící na dvouřadé ložisko [1]

Abychom mohli matematicky definovat matici tuhosti, musíme nejprve určit celkové elastické deformace a vektor zatížení. Celkové elastické deformace jsou spočítány pro zatížené valivé elementy (pro nezatížené jsou deformace rovny nule). Nejprve se ale vyjádřil vektor deformace \mathbf{q}_m pomocí radiální $(\delta_r)_j^i$ a axiální deformace $(\delta_z)_j^i$ valícího elementu, kam byly zahrnuty i posuvy od axiálního předeptnutí ložiska. Pomocí koeficientů lze upravovat rovnice podle konfigurace počítaného ložiska. Vektor zatížení \mathbf{f}_m je reprezentován sumami vektorů pro každý zatížený valivý element. Podrobnější odvození vztahů je popsáno v práci [1]. Odvozená matice tuhosti je vždy symetrická. Jednotlivé elementy matice jsou závislé na zatížení, geometrických a kinematických parametrech, počtu valivých prvků, úhlu styku, radiální vůli, axiální vzdálenosti mezi řadami valivých elementů, nezatíženou vzdáleností mezi středy křivosti vnitřního a vnějšího kroužku a Hertzovi konstanty tuhosti (která je funkcí geometrie a materiálu).

Pokud známe vektor posunutí \mathbf{q}_m , mohou být koeficienty tuhosti k_{pq} vypočítány přímou substitucí. Nicméně ve většině případů je znám vektor zatížení \mathbf{f}_m a vektor posunutí \mathbf{q}_m je neznámý. Nelineární rovnice jsou numericky řešeny k určení vektoru posunutí \mathbf{q}_m pro daný

vektor zatížení \mathbf{f}_m . Následně byl navržený model ověřen s komerčními kódy pomocí softwaru od firmy Romax technology. Protože algoritmus používaného kódu není veřejně dostupný, ověření bylo limitováno numerickým srovnáním diagonálních elementů matice K_b pro zatížení od 1 kN po 10 kN s přírůstkem po 1 kN pro všechny tři konfigurace. Výsledné tuhosti elementů navrhovaného modelu ukazovali velmi dobré shody s komerčními kódy (Obr. 2-12).



Obr. 2-12 Srovnání koeficientu spočítaného modelu s komerčními hodnotami [1]

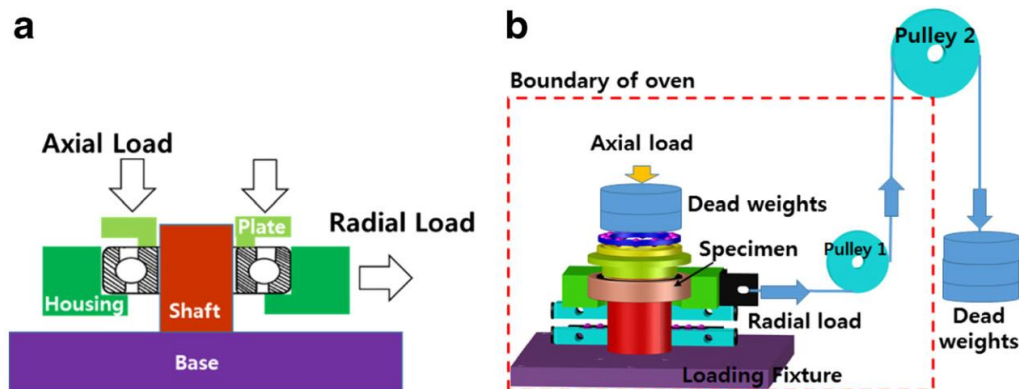
Dále jsou v práci podrobněji popsány vlivy zatížení, vlivy stykového úhlu a vlivy úhlové pozice na koeficienty tuhosti. Proběhlo i experimentální ověření navržené matice s ložiskem s konfigurací zády k sobě, kde i experimentální hodnoty dosahovaly velmi dobré shody.

2.8 Experimentální zařízení pro testování ložisek

V této kapitole jsou popsána testovací zařízení věnující se experimentálnímu zjištění různých vlastností ložisek. Jelikož se většina valivých ložisek používá v dynamických aplikacích, zaměřuje se i většina experimentálních zařízení na zjištění dynamických vlastností ložisek. To znamená, že zařízení často obsahují pohonné jednotky pro otáčení testovaného ložiska a další aparaturu sloužící ke zkoumání daného problému nebo vlastnosti. Experimentální zařízení jsou obvykle konstruována pro ložiska pracující v pokojové teplotě, avšak existují například zařízení testující ložiska v kryogenních podmínkách.

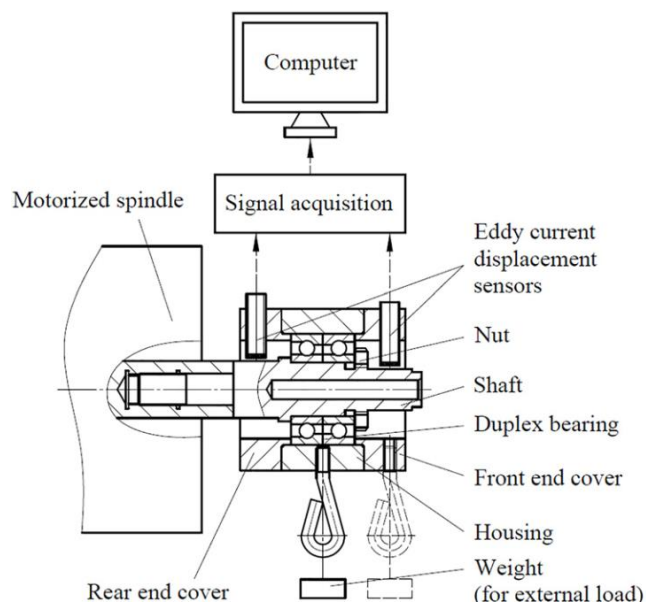
Mose se ve studii [29] zabýval zkoumáním a měřením kontaktních napětí kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem z fotoelastického materiálu. Navrhl experimentální systém schopný současného radiálního a axiálního zatížení vyvozeného závažím (Obr. 2-13). Prostřednictvím systému kladek a zavěšeného závaží bylo ložisko zatíženo v radiálním směru. V axiálním směru bylo závaží jednoduše položeno na víko, které zatěžovalo vnitřní kroužek ložiska. Zařízení bylo opatřeno ložiskovým pouzdrem, do kterého byl namontován sestavený model fotoelastického ložiska. Pouzdro bylo navrženo tak, aby bylo možné testovat různé velikosti ložisek. Zařízení muselo mít jednoduchou strukturu, kompaktnost a snadné ovládání, aby jej bylo možné vložit do pece, kde došlo ke zmrazení napětí během zatěžování ložiska. Následně byly pomocí digitálního fotoaparátu pořízeny snímky a proběhla analýza změn optických vlastností vzniklých deformací ložiska z fotoelastického

materiálu. Jelikož zařízení nemělo snímač síly, bylo nutné k určení velikosti působící síly na ložisko použít závaží se známou hodnotou hmotnosti. Pro změnu velikosti zatížení muselo být použito více závaží s různou hmotností.



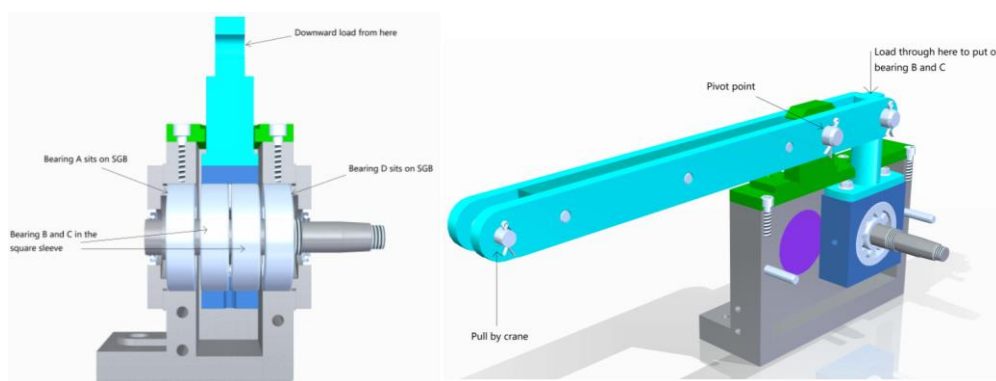
Obr. 2-13 a) Schéma zatěžovacího mechanismu, b) uspořádání experimentálního zařízení v peci [29]

Shengye se v [13] zabýval studií tuhostí předepnuté dvojice ložisek s kosoúhlým stykem při vysokých otáčkách. Pro ložiska stanovil kvazistatický model s pěti stupni volnosti. K ověření teoretického modelu pomocí zařízení experimentálně změřil radiální a axiální tuhost ložisek. Testované ložisko bylo upevněno k hřídeli a zajištěno pojistnou maticí (Obr. 2-14). Vnější kroužky ložiska byly uloženy v pouzdru a z boku zajištěny čelními kryty. Vysoce točící ložiska byla poháněna hřídelí z pohonu. Na ložiskové pouzdro působilo zatížení, které bylo vyvoláno tíhou závaží. To bylo pro měření radiální tuhosti umístěno pod těžištěm ložisek a v případě klopné tuhosti bylo závaží umístěno na konec krytu. Relativní posuvy mezi vnitřním a vnějším kroužkem byly měřeny na obou koncích krytu párem snímačů vzdálenosti pracujících na principu vířivých proudů.



Obr. 2-14 Schématické pohled na zkušební zařízení [13]

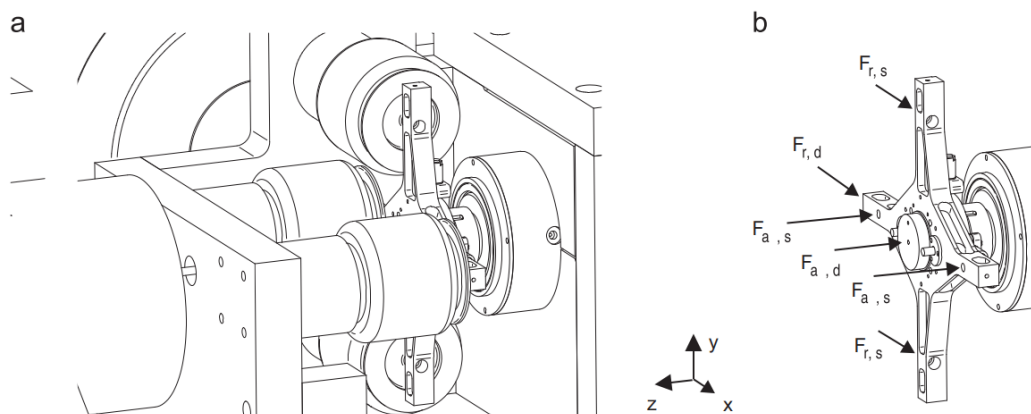
Hlavním účelem studie [30] bylo vyvinout model třecího momentu válečkového ložiska. Byly provedeny experimenty na zkušebním zařízení měřící třecí moment ložiska za různých podmínek, jako byly otáčky, zatížení, hladina oleje a další. Výsledky experimentů byly porovnány s třemi stávajícími modely: Palmgren, Harris a SKF. Proběhla také analýza závislosti třecího momentu na zatížení a bez zatížení. Zkušební zařízení je znázorněno na Obr. 2-15. Krajní ložiska A a D byla usazena v rámu zařízení a dvě středová testovací ložiska (B a C) byla v ložiskovém pouzdru. K vyvození síly byl použit jeřáb, který táhnul konec ramene páky nahoru. Díky páce se zvýšilo zatížení působící na testovaná ložiska a snížily se požadavky na výkon jeřábu. Zařízení bylo zkonstruováno tak, aby na každé ložisko působila síla o stejné velikosti. Zkušební zařízení umožňovalo zatížení ložisek od 0,6 do 9 kN a změnu otáček ložisek od 50 do 3500 min⁻¹.



Obr. 2-15 Princip funkce testovacího zařízení [30]

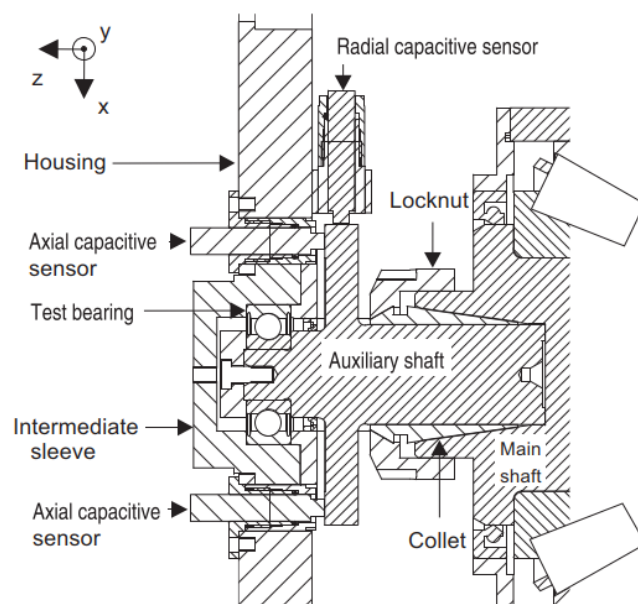
V [31] se zabývali nově navrženým dvoupátrovým ložiskem. Na základě kvazistatického principu stanovili mechanický model pro tento typ ložiska. Aby ověřili teoretický model, zkonstruovali a vyrobili zátěžné testovací zařízení a výsledky z experimentu porovnali s teoretickými. Ložisko bylo poháněno pomocí motoru, který přes pružnou spojku roztáčel hřídel s ložiskem. Levé ložisko poskytovalo pouze radiální podporu a nepřenášelo žádnou axiální sílu. Radiálního i axiálního zatížení bylo dosaženo pomocí šroubového mechanismu. Pro obě zatížení byla vyvozená síla měřena tenzometry. K měření posuvů se použily snímače s vířivými proudy. Snímače radiální deformace byly instalovány v blízkosti zkušebního ložiska. Axiální deformace se měřily na rotoru hřídele. Dále se monitorovala teplota vnějšího kroužku ložiska, která se měřila pomocí termistoru.

V článcích [33] a [34] experimentálně zkoumali vliv vnějšího dynamického zatížení na životnost valcích prvků ložiska. Dále se výzkum věnoval analýze chování mazacího filmu mezi valivými elementy a dráhami kroužků a jejich opotřebením. Bylo zkonstruováno testovací zařízení schopné aplikovat plně řízené víceosé statické a dynamické zatížení ložiska. Elektrický motor poháněl hřídel, která byla uložena ve dvou ložiscích a tvořila tak tuhé vřeteno. Pomocí upínacího mechanismu lze hřídel přizpůsobit různým druhům ložisek a velikostí (Obr. 2-19).



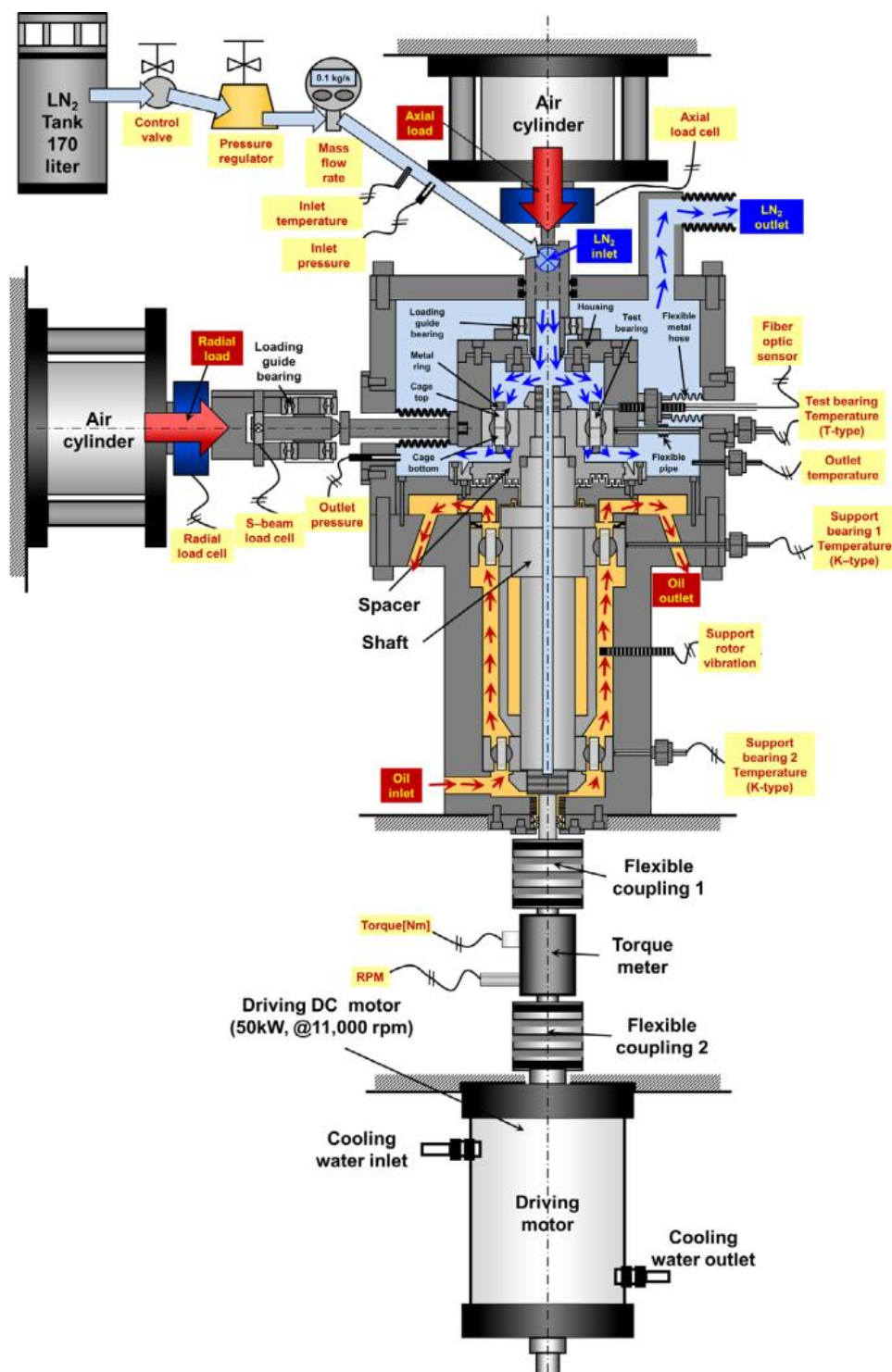
Obr. 2-18 (a) Zatížení ložiska pomocí aktuátorů (b) síly od aktuátorů působící na ložisko [33]

Zařízení dovovalo nezávisle měnit zatížení v radiálním a axiálním směru, které mohlo být v obou směrech jak statické, tak i dynamické. Tím bylo možno simulovat různé reálné podmínky. Na Obr. 2-18 je zobrazena konfigurace pohonů. Statické zatížení bylo generováno dvěma vzduchovými pružinami v axiální a dvěma v radiálním směru. Stlačený vzduch uvnitř vyvozoval statickou sílu až 10 kN, která byla ovládána regulátory tlaku ve vzduchovém okruhu. K vzduchovým pružinám byly připojeny tenzometrické snímače. Dynamického zatížení v obou směrech bylo dosaženo pomocí dvou elektrodynamických třepaček. Elektrodynamické třepačky vytvářely sinusoidně proměnlivou sílu ve frekvenčním rozsahu od 25 do 500 Hz s amplitudou do 1 kN. Přesná velikost dynamického zatížení byla měřena piezoelektrickými snímači síly. Zatížení bylo na testované ložisko přenášeno přes pouzdro ve tvaru kříže. Testovací zařízení bylo vybaveno čtyřmi akcelerometry, které byly přichyceny v křížovém pouzdru co nejblíže k ložisku. Měření teploty vnějšího kroužku obstarával termočlánek. Tři senzory vzdálenosti měřily relativní posuv mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska a byly namontovány na pouzdru testovaného ložiska a směřovaly na disk pomocného hřídele dle Obr. 2-19. Jeden snímač vzdálenosti měřil radiální deformaci, zatímco zbylé dva snímače měřily axiální deformaci a naklopení. Jednalo se o kapacitní snímače vzdálenosti.



Obr. 2-19 Zatížení a měření deformací ložiska [33]

Choe v [35] zkoumal dynamické chování klece kuličkového ložiska ponořeného v kryogenní kapalině (teplota nižší než $-183\text{ }^{\circ}\text{C}$) pro různé vůle klece ložiska a rychlosti otáčení. V [36] zkoumal vlivy nevyvážené hmoty klece při různých rychlostech a malých zatížení. Pro experimentální ověření zkonstruoval testovací zařízení, které umožnilo testování v kryogenním prostředí. Testovací zařízení bylo rozděleno na tři hlavní části (Obr. 2-20). První částí byl 50 kW stejnosměrný motor, kterým bylo dosaženo až 11 000 otáček za minutu. Druhou částí byla střední komora, která obsahovala hřídel uloženou na obou koncích kuličkovými ložisky. Ve střední komoře byly upevněny snímače vzdálenosti na principu vířivých proudů k měření vibrací hřídele. Poslední částí byla kryogenní komora s testovaným kuličkovým ložiskem. Tekutý dusík z vnější nádrže byl přiváděn shora do testovací komory s ložiskem. Dusík byl následně vypouštěn ven spodem pouzdra testovaného ložiska. Na vstupu a výstupu z testovací komory byly měřeny teplota a tlak tekutého dusíku. Axiální a radiální síly byly vyvolány pomocí pneumatických válců působících na pouzdro testovacího ložiska. Pomocí nich se poskytlo zatížení až 20 kN. Tekutý dusík byl přiváděn axiální dutou tyčí, která zároveň sloužila k axiálnímu zatížení ložiska od pneumatického válce. K měření amplitudy víření klece byl použit kovový prsten, který byl namontován na klec ložiska. Prsten byl snímán optickými senzory vzdálenosti. Senzory byly vloženy do pružné kovové hadice, aby byly chráněny před kryogenními teplotami.



Obr. 2-20 Schéma kryogenního testovacího zařízení [36]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Úkolem polohovacího mechanismu v satelitu je přesně a jemně směřovat vysílaný paprsek s přesností na mikro radiány z jednoho satelitu na druhý. Točivý pohyb mechanismu je umožněn díky předepnutým dvouřadým kuličkovým ložiskům s kosoúhlým stykem. Tato ložiska musí mít vysokou tuhost, přesné polohování, spolehlivost a řadu dalších vlastností. Zásadní vliv na přesnost zařízení má tuhost ložiska. Ta je závislá na spoustě faktorů, mezi hlavní patří zatěžování, počet a velikost valivých těles, materiály ložiska a uložení, stykový úhel, vnitřní vůle a předpětí. Často se pro zvýšení tuhosti používá předepnutí ložiska, které vytvoří zápornou vnitřní vůli. Kromě zvýšení tuhosti dojde i ke zlepšení přesnosti chodu, lepšímu rozložení zatížení na valivé elementy a k dalším výhodám, ale zvýší se valivý odpor.

Cílem této práce je zjistit tuhost dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem v uložení při relevantních podmínkách. Zjištění tuhosti proběhne teoreticky a experimentálně v podmínkách napodobujících provoz ložiska v polohovacím mechanismu satelitu na nízké oběžné dráze Země. Ložisko je upevněno v uložení, které respektuje geometrické uspořádání a materiálové vlastnosti jako v reálné aplikaci. Díky experimentálně naměřeným hodnotám je možné dle ECSS norem mít nižší koeficient bezpečnosti součástí oproti teoreticky získaným analýzám. To umožňuje uspořit materiál součástí, snížit jejich hmotnost, cenu a další náklady. Ložisko je tedy v simulaci a experimentu různě zatěžováno silami v rozmezí teplot od -30 až do 70 °C.

K zjištění experimentálních hodnot je nutné zkonstruovat a sestavit testovací zařízení. Testovací zařízení je umístěno v pronajaté termální komoře, ve které je uložení s ložiskem v daném rozmezí teplot testováno radiálním, axiálním a momentovým zatížením. Komora je během testování uzavřená a není do ní možný přístup, proto musí být ovládání zatížení a odměřování probíhat zvenčí. Zařízení musí umožnit měnit velikost zatížení a fungovat při požadovaných teplotách. Vyvolané zatížení se musí z důvodů co nejpřesnějších výsledků změřit pomocí vhodného snímače sil. Současně se musí monitorovat deformace vyvolené působící silou. Problémem a výzvou bude vhodná volba a umístění snímačů deformace, tak aby měřili deformaci ložiska a výsledná tuhost byla co nejméně ovlivněna tuhostí ostatních částí zařízení. Oba snímače musí být schopny pracovat v daném rozsahu teplot. Protože dochází ke změnám teploty, a zkoumá se i její vliv na tuhost ložiska, je nutné odděleně měřit teplotu vnějšího a vnitřního kroužku ložiska. Celé zařízení se musí vejít do testovací termální komory a musí být přepravitelné.

3.2 Analýza a zhodnocení rešerše

3.2.1 Tuhost ložiska

Z rešerše plyne, že tuhost ložiska je závislá na mnoha parametrech. Mezi hlavní se řadí zatěžování, typ valivých těles, počet a velikost valivých těles, materiál, stykový úhel a předpětí. Ovšem je ještě další spousta vlivů, které více či méně ovlivňují tuhost. Jedná se především o vnitřní vůli ložiska, jeho uložení a také vliv teploty. Pro výpočet tuhosti dvouřadého ložiska s kosoúhlým stykem se vychází ze studií jednořadého ložiska s kosoúhlým stykem. Jednotlivé studie se liší v základních modelech jako jsou statický, kvazistatický a dynamický model, dále počtem stupňů volnosti a v uvažování jednotlivých vlivů. Dvouřadým ložiskům se věnoval Gunduz [1], který ze studií jednořadých ložisek s kosoúhlým stykem vytvořil matici tuhosti pro dvouřadé ložisko s kosoúhlým stykem. K dispozici jsou ovšem komerční softwary zabývající se převodovkami, hnacími ústrojími a dalšími strojními systémy. Obsahují programy pro výpočty hřídelů, ozubených kol, ale hlavně i ložisek. Software od společnosti Romax technology umožňuje vymodelovat řešenou konstrukci, vložit ložiska s vlastní geometrií, nastavit okrajové podmínky, typ uložení, teploty a mnoho dalších provozních parametrů, které numerický výpočet neumožňuje. Na rozdíl od studií uvažuje software změnu teploty a teplotní roztažnost celé sestavy. Bere také v úvahu tuhost ostatních součástí sestavy, které většina součástí zanedbává a uvažuje jako dokonale tuhé. Následně pro dané podmínky a geometrii vypočítá kompletní analýzu ložisek, hřídelů a dalších součástí.

3.2.2 Vyvození zatížení

Současná experimentální zařízení využívají k vyvození zatížení různé způsoby. Používají se závaží [13], která se můžou na testované ložisko položit, zavěsit lany přes kladky [29] nebo pomocí páky [30]. Pomocí kladky a lan lze dosáhnout, dle polohy ložiska, axiálního nebo radiálního zatížení [29]. Zvětšit zatížení, a přitom neměnit hmotnost závaží, lze pomocí páky [30]. Podle změny délky ramena se mění velikost zatížení působící na ložisko. Velmi často se používá šroubový [31],[37] a hydraulický mechanismus [32], [38]. Pneumatický mechanismus [33],[34],[35],[36] se často využívá pro speciální a extrémní podmínky. Jedním z požadavků na testovací zařízení je schopnost zatížit ložisko v radiálním, axiálním a momentovém směru a umožnit regulaci síly. Z důvodů změn teploty musí být zatěžovací mechanismus odolný proti teplotě a svými rozměry se musí vejít do termální komory. Také musí být dostatečně tuhý a musí vyvolat dostatečně velkou sílu k zaznamenání deformace ložiska. Požadavky a vlastnosti zátěžného mechanismu jsou vypsány v tabulce, kde jsou mezi sebou navzájem porovnávány.

Tab. 3-1 Způsoby vyvození zatížení a jejich vlastnosti

Způsob vyvození	Závaží (páka, kladky)	Šroubový mechanismus	Hydraulický mechanismus	Pneumatický mechanismus
Princip	tíha závaží páka: rovnost momentů	přeměna točivého pohybu na posuvný	tlaková energie kapalin (Pascalův zákon)	tlaková energie stlačeného vzduchu
Rozsah sil	nízký pákou: střední	střední	vysoký	střední
Regulace síly	nemožná, pákou: obtížná	střední	snadná	snadná
Závislost na teplotě	malá	malá	velká	střední
Náklady (provozní, pořizovací)	nízké	střední	vysoké	střední – vysoké
Výhody	jednoduchost	jednoduchost	malé rozměry snadné rozvody	malé rozměry snadné rozvody
Nevýhody	mnoho závaží manipulace se závažím	nutný pohon řízení pohonu	mnoho prvků změna viskozity s teplotou únik kapaliny údržba	mnoho prvků malá tuhost úprava vzduchu menší účinnost

3.2.3 Měření deformace

K dispozici je velký výběr snímačů deformace, které se liší principem funkce a vlastnostmi. Experimentální zařízení nejčastěji měřily deformaci ložisek pomocí snímačů indukčnostních s vířivými proudy, kapacitních nebo optických. Hlavním předpokladem, aby mohl být snímač použit, je rozsah teploty, který musí být v intervalu od -30 do 70 °C. Proto jsou v tabulce uvedeny pouze snímače s požadovaným rozsahem. Příčná směrová citlivost znamená vliv naklopení snímaného povrchu na změně signálu.

Tab. 3-2 Typy snímačů vzdálenosti a jejich vlastnosti [39]

Typ snímače	Indukčnostní s vířivými proudy	Kapacitní	Optické
Princip	interakce mag. pole vodivých povrchů	změna kapacity kondenzátoru	změna intenzity světla
Rozsah prac. teploty	-40–200 °C	-50–200 °C	-55–200 °C
Rozlišení	1 μm	1 nm	1 μm
Rozsah	mm–cm	0,01–2 mm	1 m
Frekvenční rozsah	až 100 kHz	až 100 kHz	Hz
Linearita	nízká	nízká	vysoká

Měřicí plocha	kovy velká	kovy (izolátory) střední	nepožaduje malá
Vliv příčné směrové citlivosti	velký	velký	malý
Cena	střední	střední	nízká

3.2.4 Měření síly a teploty

Další snímače, které je nezbytné použít u zařízení, jsou snímače síly a teploty. Jejich volba ale nemá takový zásadní vliv na měření ani zásah do konstrukce tak jako snímače vzdálenosti. Hlavním požadavkem pro snímače síly je schopnost pracovat v daném rozsahu teplot, mít dobrou teplotní stabilitu a přesnost. U snímačů teploty postačí dostatečná přesnost.

Tab. 3-3 Typy snímačů síly a jejich vlastnosti [40]

Typ snímače	Tenzometrický	Piezoelektrický
Princip	změna el. odporu	piezoelektrický jev
Rozsah teploty	-55–120 °C	-196–200 °C
Rozsah sil	0–1 MN	0–1,2 MN
Typ zatížení	statický	dynamický částečně statický
Linearita	±1 %	horší
Přesnost (z rozsahu)	0,05–2 %	lepší
Cena	nížší	vyšší

Tab. 3-4 Typy teploměrů a jejich vlastnosti [41]

Typ teploměru	Odporový	Termočlánek	Termistor	Polovodičový
Princip	změna el. odporu	termoel. napětí	změna el. odporu	změna el. odporu
Rozsah teploty	-200–600 °C	-200–1750 °C	-50–250 °C	-70–150 °C
Přesnost	0,1–1 °C	0,5–5 °C	0,05–1,5 °C	1–5 °C
Doba odezvy	velmi pomalá: 1–50 s	pomalá: 0,2–20 s	rychlá: 0,12–10 s	velmi pomalá: 5–60+ s
Linearita	dobrá	nelineární	vysoce nelineární	lineární
Stabilita	vysoká	nízká	střední	nízká
Cena	vysoká	střední	nízká	střední

3.3 Podstata a cíl práce

Cílem práce je zjistit tuhost předepnutého dvouřadého ložiska s kosoúhlým stykem v uložení v relevantních podmínkách napodobujících provoz polohovacího mechanismu satelitu na nízké oběžné dráze Země. Jeden z dílčích cílů je teoretický výpočet radiální, axiální a momentové tuhosti použitého ložiska. Důležitým dílčím cílem práce je experimentální ověření tuhosti, ke kterému je nutné zkonstruovat testovací zařízení do termální komory (TVAC). Shrnutí požadavků a další specifikace experimentálního zařízení jsou vypsány v Tab. 3-5. Posledním dílčím cílem je testování použitého ložiska a zhodnocení výsledků.

Hlavním cílem je zjištění tuhosti zvoleného ložiska v relevantních podmínkách.

Dílčí cíle diplomové práce:

- výpočet tuhosti použitého ložiska,
- návrh a konstrukce zařízení pro testování ložiska v tepelné komoře,
- výroba a sestavení experimentálního zařízení
- testování ložiska v tepelné komoře a zhodnocení výsledků

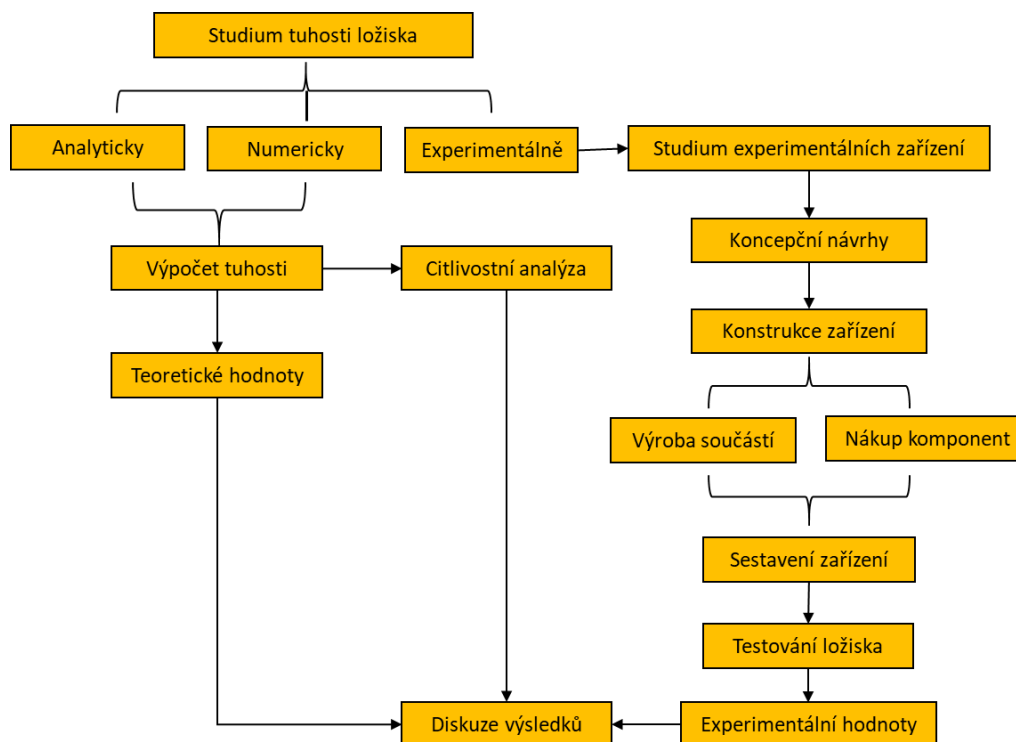
Výstup práce: aplikovaný výsledek (Fužit, Fprum, Gprot, Gfunk, R)

Tab. 3-6 Specifikace experimentálního zařízení a jeho jednotlivých částí

Vlastnost	Hodnota
Max. rozměry zařízení	900 x 900 x 900 mm
Celková hmotnost	<50 kg
Materiál kroužků uložení	slitina titanu, slitina hliníku
Typy zatížení	radiální, axiální, momentové
Min. zatěžovací síla	3,5 kN
Možnost změny zatížení, krok	100 N
Přesnost snímače sil	± 5 N
Rozsah měřené deformace	≥ 1 mm
Přesnost měřené deformace	0,75 μ m
Rozsah teplot	-30–70 °C
Přesnost snímače teploty	± 1 °C

4 MATERIÁL A METODY

4.1 Postup řešení práce



Obr. 4-1 Schéma postupu při řešení práce

Na Obr. 4-1 lze vidět schéma postupu řešení práce. Nejdříve proběhlo studium určení tuhosti ložiska. Z dostupných metod se zvolil výpočet tuhosti pomocí softwaru. V poskytnutém softwaru proběhly simulace pro zjištění tuhosti ložiska v uložení pro jednotlivé stavy v daném rozmezí teplot. Dále proběhla citlivostní analýza, kde bylo třeba zjistit závislost tuhosti ložiska při změně jednotlivých parametrů. Souběžně s výpočtem probíhalo studium experimentálních zařízení pro ložiska, ze kterých vzešly koncepční návrhy jednotlivých částí zařízení. Po koncepčních řešeních bylo rozpracováno finální konstrukční řešení testovacího zařízení. Po dokončení výroby součástí a nákupu komponent došlo k sestavení a zkušebnímu otestování zařízení. Následovalo samotné testování ložiska v pronajaté termální komoře a zjištění experimentálních hodnot tuhosti. Nakonec proběhlo zhodnocení teoretických výsledků a naměřených hodnot z experimentu.

4.2 Testované ložisko

Výpočet teoretických a zjištění experimentálních hodnot tuhosti proběhly pro vysoce přesné dvouřadé ložisko s kosoúhlým stykem s označením WL1700117 německého výrobce CEROBear. Ložisko z martenzitické nerezové oceli, v konfiguraci zády k sobě s předepínací mezerou na vnitřním kroužku, je použito v polohovacím mechanismu, který natáčí anténou satelitu. Rozměry, vlastnosti a další informace ložiska jsou uvedeny v Tab. 4-1.

Tab. 4-1 Specifikace testovaného ložiska

Vlastnost	Hodnota
Výrobce	CEROBear
Označení	WL1700117
Typ ložiska	dvouřadé s kosoúhlým stykem
Konfigurace	Zády k sobě
Materiál	AISI 440C
Vnější průměr D	Ø 57,15 mm
Vnitřní průměr d	Ø 46,037 mm
Šířka B	12,7 mm
Počet val. elementů	2x35
Průměr kuličky	Ø 3,175 mm
Průměr roztečné kružnice	Ø 51,59 mm
Materiál kuličky	AISI 440C
Materiál kroužků	AISI 440C
Tvrдость kroužků	min. 58 HRC
Drsnost povrchu oběž. dráhy	Ra < 0,12 µm
Poloměry křivosti (vnitř./vnějš.)	51,5–52 % / 52,0–52,5 %
Stykový úhel	25°
Radiální vůle	0,016–0,032 mm
Statická únosnost radiální C ₀	13 200 N
Statická únosnost axiální C _{ax}	13 500 N
Momentová únosnost	120 Nm
Axiální tuhost	134,3 N/µm
Radiální tuhost	270,8 N/µm
Momentová tuhost	25,8 Nm/mrad

Velikost předpětí	110–140 N
Max. dovolený kontaktní tlak	3 200 MPa
Hmotnost	0,06 kg

Podle doporučení je vhodné ložisko při experimentu zbytečně nepřetěžovat přes 30 % jeho statické únosnosti. Od této informace se pak odvíjí velikost zatěžovací síly mechanismu a přesnost sledované deformace. Ložisko se musí pro správnou funkci, zlepšení tuhosti a polohování předepnout. Velikost předpětí v Tab. 4-1 udává sílu, která je nutná k vymezení předepínací mezery a doteku vnitřních kroužků ložiska. Je-li předpětí stejné nebo větší než požadovaná hodnota, dochází k přenosu zatížení nejen přes valivé elementy ložiska, ale i přes vnitřní kroužky, což má za následek změnu chování tuhosti ložiska. Dle ECSS norem [42] je při návrhu součástí koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti nutné zvýšit alespoň na 1,25. Takže se při výpočtu musí snížit mez kluzu materiálu o 25 %. Maximální dovolený kontaktní tlak pro materiál AISI 440C, který může nastat v místě kontaktu valivého elementu a oběžné dráhy kroužku se sníží z 4 000 MPa na 3 200 MPa.

4.3 Materiály uložení

Testované ložisko bylo umístěno v uložení, jenž se snažilo materiálově a geometricky co nejvíce přiblížit skutečnému použití. Výchozím materiálem pro uložení, tedy dvě vnitřní a dvě vnější pouzdra, byla titanová slitina Ti-6Al-4V (jakost 5). Jedná se o jednu z nejrozšířenějších titanových slitin, která disponuje dobrou korozní odolností, vysokou pevností a relativně nízkým koeficientem teplotní roztažnosti. Hlavní aplikace této slitiny spočívají v různých konstrukčních součástech pro letecký, kosmický a automobilový průmysl. Používá se do teplot až 400 °C [43].

Protože slitina titanu má relativně nízký teplotní koeficient roztažnosti, byla jako druhý materiál uložení zvolena slitina duralu EN AW 7075, která má skoro třikrát větší teplotní součinitel roztažnosti než titanová slitina. K volbě dvou materiálů uložení došlo proto, aby se zjistilo chování a změna tuhosti ložiska vlivem různé teplotní roztažnosti materiálů. Slitina EN AW 7075 se často označuje jako letecký dural. Má velmi vysokou pevnost v tahu, tvrdost a není příliš odolná vůči korozi. Proto se uplatňuje u extrémně mechanicky namáhaných součástí v leteckém, kosmickém a automobilovém průmyslu [44]. V Tab. 4-2 jsou vypsány hodnoty důležitých vlastností použitých materiálů pro uložení a ložisko.

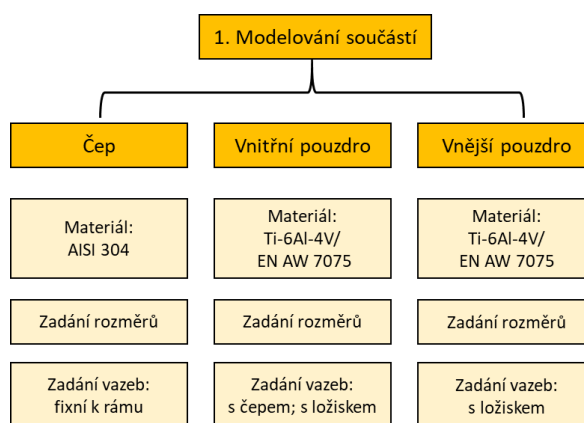
Tab. 4-2 Vlastnosti použitých materiálů uložení a ložiska [45],[46]

Vlastnost	Jednotky	AISI 440C	Ti-6Al-4V	EN AW 7075
Hustota	kg/m ³	7800	4430	2810
Modul pružnosti	GPa	204	113,8	72
Poissonova konst.	-	0,28	0,34	0,33
Mez kluzu	MPa	450-1900	880	485
Mez pevnosti	MPa	760-1970	950	540
Součinitel teplotní roztažnosti	μm/m/°C	10,2	8,6	23,5

4.4 Výpočet tuhosti v softwaru

Pro určení tuhosti dle Gunduze [1] by bylo nutné udělat skript v Matlabu nebo podobném softwaru a naprogramovat soustavy nelineárních rovnic a dalších složitých matematických operací a soustavy řešit iteračně pomocí některé z numerických metod. Výpočet by vyžadoval pokročilé znalosti v programování a byl by časově náročný. Model by neumožňoval brát v potaz vliv teploty, teplotní roztažnost materiálů a uvažoval by ostatní součásti (uložení, čep) jako dokonale tuhé. Proto se zvolil teoretický výpočet tuhosti ložiska pomocí softwaru Romax spin, který umožňoval nedostatky numerického výpočtu překonat. Postup byl intuitivní, rychlý a šlo snadno měnit provozní stavy a podmínky.

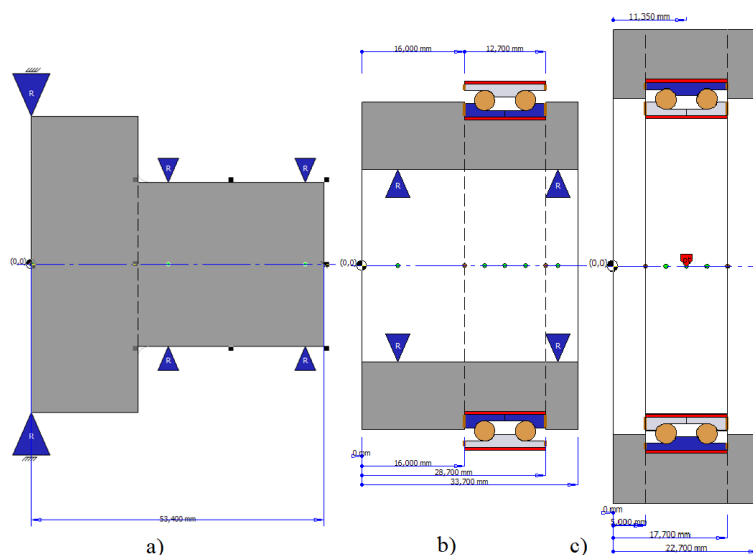
1. Modelování součástí



Obr. 4-2 Schéma postupu modelování součástí

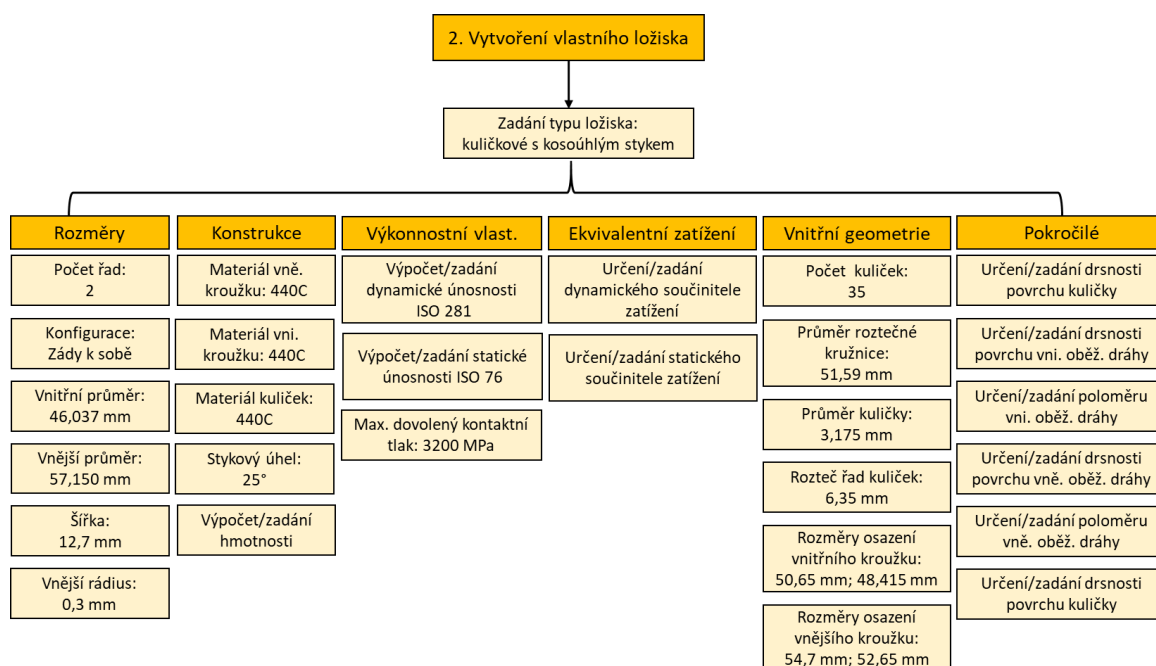
Prvním krokem bylo vymodelování zjednodušené sestavy uložení s ložiskem. Všechny vymodelované součásti respektovaly celkové a přípojovací rozměry. Došlo k zanedbání děr, zkosení, rádiusů a ostatních prvků, které zásadně neovlivňovaly výsledky. Protože ve skutečnosti byla dvojice vnitřních pouzder pevně spojena šrouby, byla tato dvojice

vymodelována dohromady jako jedno vnitřní pouzdro, to stejné platí i pro vnější pouzdro. Pro tyto součásti byly v softwaru vytvořeny nové materiály, které byly použity při experimentu. Jejich fyzické a mechanické vlastnosti se vyplnily podle Tab. 4-2. Na čelo čepu byla aplikována fixní vazba. Vnitřní kroužek byl pomocí dvou vazeb připojen na čep. Do vybrání vnitřního a vnějšího kroužku bylo vloženo ložisko.



Obr. 4-3 Modely součástí v Romaxu a) čep, b) vnitřní pouzdro, c) vnější pouzdro

2. Vytvoření ložiska

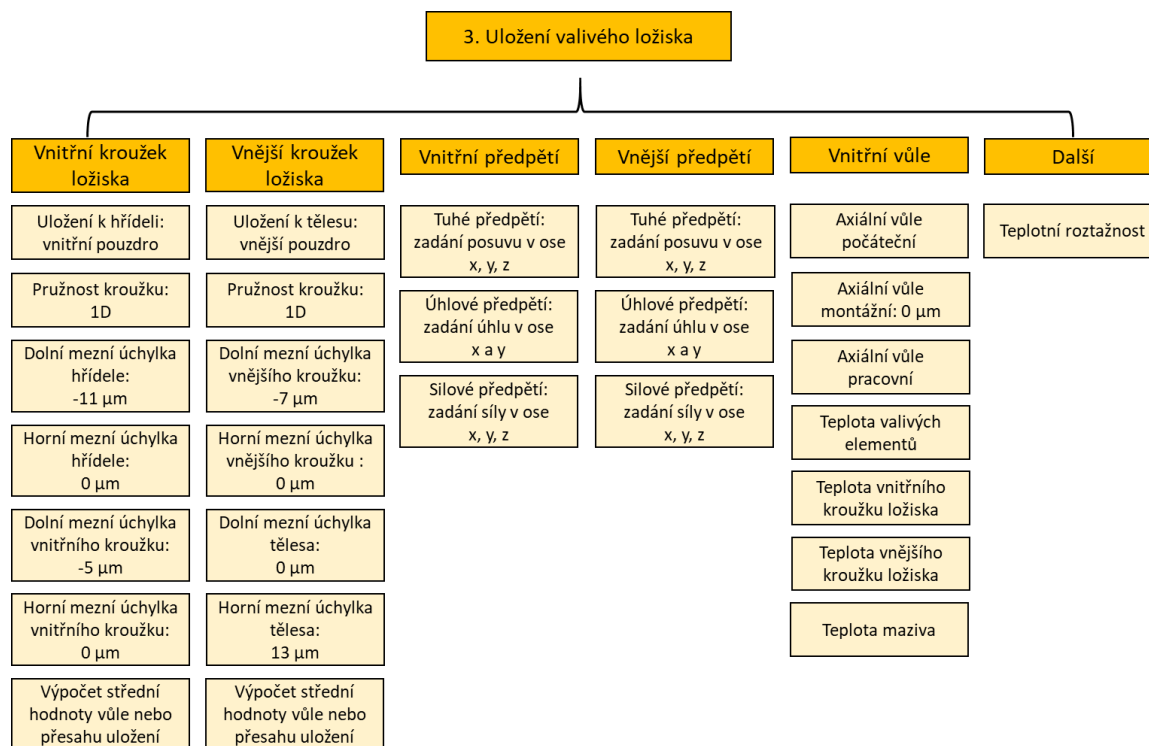


Obr. 4-4 Schéma postupu vytvoření vlastního ložiska

Romax umožňuje vytvořit si ložisko podle vlastních potřeb, kopírovat nebo upravit již stávající ložiska od výrobců dostupných v katalogu softwaru. Pro vytvoření vlastního

ložiska byl nejdříve zvolen typ ložiska, v tomto případě kuličkové s kosoúhlým stykem. Následně byly v jednotlivých záložkách definovány rozměry ložiska, konstrukce, vnitřní geometrie a další parametry dle Obr. 4-4. Únosnosti (dynamická, statická) ložiska jsou obvykle dostupné od výrobce. Nicméně při konstrukci vlastního ložiska software umožňuje výpočet únosnosti dle zadaných rozměrů. Dynamická únosnost je počítána podle normy ISO 281, statická dle ISO 76. Uživatel si může vybrat, zda chce únosnosti nechat softwarem spočítat, nebo zda zadá hodnoty od výrobce. Dále umožňuje i výpočet mezního únavového zatížení dle ISO 281. Stejně jako u únosnosti, umožňuje Romax zadat součinitele ekvivalentního zatížení, nebo je určí podle normy ISO 281. Ve výchozím nastavení se určuje mikrogeometrie ložiska sama, ale i tu lze zadat podle vlastních potřeb. V případě kuličkových ložisek se jedná o drsnosti povrchu kuliček a drsnosti a rádiusy oběžných drah kroužků.

3. Uložení ložiska

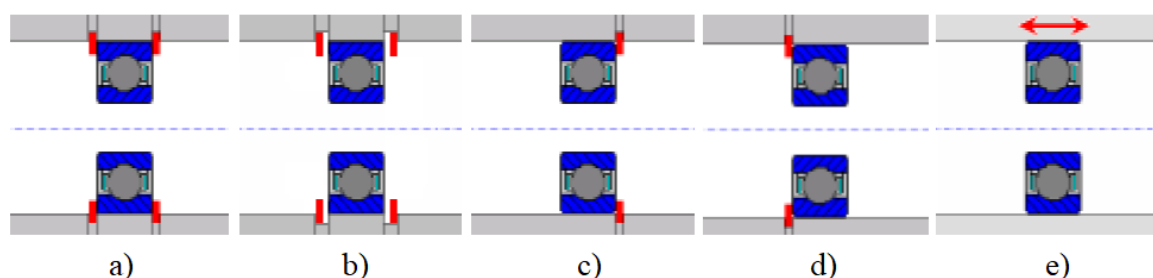


Obr. 4-5 Schéma zadaných parametrů pro uložení ložiska

Dalším krokem byla specifikace uložení ložiska k hřídeli a vnějšímu tělesu. Při běžných analýzách se uvažují kroužky ložiska jako tuhé. To znamená, že při deformaci ložiska se bere v úvahu vychýlení mezi kroužky ložiska způsobené posunem/deformací hřídele anebo tělesa uložení. Dále se uvažují lokální deformace v kontaktu mezi valivými prvky a kroužky. U některých analýz postačuje předpoklad tuhých kroužků. Jsou ale situace, kde by se pružnost kroužků měla brát v úvahu. Tyto případy zahrnují ložiska, která mají: proporcionálně úzký průřez, jsou vystaveny extrémním zatížením, jsou uloženy v pružných tělesech, mají značné předpětí a přenášejí axiální zatížení [23].

Software mimo tuhé kroužky nabízí dvě metody pružných kroužků. První možnost tzv. 1D, modeluje kroužek jako tlustý nosník podél osy hřídele. U dvouřadého ložiska jsou tyto nosníky čtyři. Při výpočtu se využívá teoretický model nosníků dle Timoshenka. Axiální zatížení se přenáší přes ložisko na další součásti, kterých se ložisko dotýká, což u tuhých kroužků není možné. Druhou možností je 3D, které kroužky modeluje jako součásti s konečnými prvky a automaticky vytvoří síť a vygeneruje vazby mezi valivými elementy a kroužky a dále vazby mezi kroužky a hřídelí nebo úložným tělesem. Proto je nutné mít součásti hřídele a úložného tělesa vymodelované také jako konečno prvkové součásti, aby se mezi nimi mohly generovat vazby. Této možnosti se využívá hlavně u složitějších tvarů úložných těles, jako jsou skříně převodovek a další. Jedná se o kombinaci analytické a konečno prvkové analýzy. Pružné ložisko v 3D výrazně zvyšují náročnost a dobu výpočtu. V případě citlivostní analýzy byla zvolena pružnost kroužků 1D, jelikož se jedná o relativně jednoduché součásti, u nichž lze použít teorii dle Timoshenka.

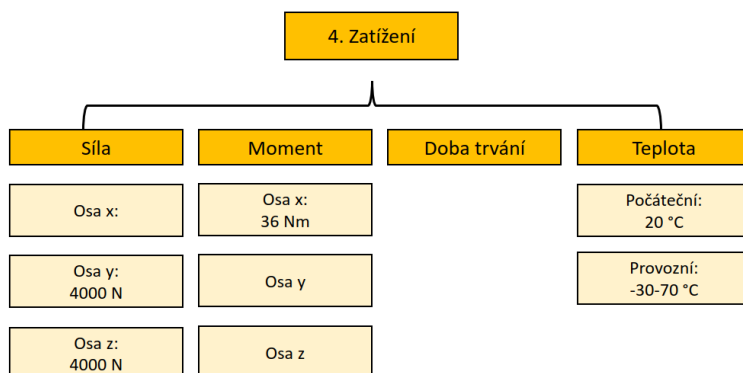
Dalším krokem bylo zadání vnitřní vůle ložiska, která se mohla zadat třemi způsoby: jako výrobní (nenamontovaná), namontovaná a provozní vůle. Typ uložení ložiska k hřídeli a tělesu lze vyplnit pomocí tolerancí jednotlivých součástí nebo jako střední hodnotu přesahu nebo vůle. Velikost vůle nebo přesahu je použita při výpočtu změny radiální a axiální vnitřní vůle ložiska. Vnitřní kroužek může být na hřídeli v axiálním směru zajištěn pěti způsoby (Obr. 4-6): pevně, pevně s vůlí, omezen vpravo, omezen vlevo a posuvně. U testovaného ložiska bylo použito zajištění pevné (Obr. 4-6, a)).



Obr. 4-6 Ax. zajištění ložiska a) pevné, b) pevné s vůlí, c) omezené vpravo, d) omezené vlevo, e) posuvné

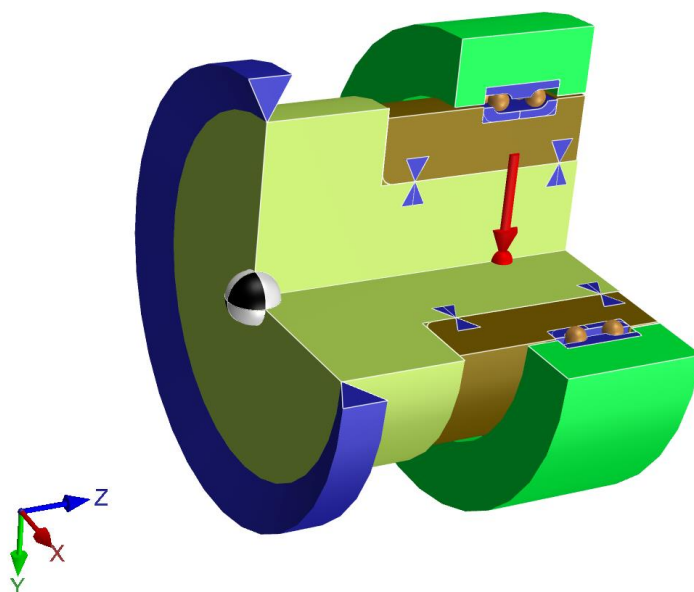
V Romaxu je možno definovat jak předpětí vnitřního, tak i vnější kroužku. Předpětí může být zadáno posuvem nebo silou. U posuvu se jedná o radiální (osy x a y) a axiální (osa z) předpětí. Definovat lze i radiální předpětí (osa x a y) jako působící sílu na kroužek (vnitřní nebo vnější) a nakonec i axiální silové předpětí. Protože ložisko v předpětí vyvozené silou se může axiálně posouvat, nesmí ložisko přenášet síly od hřídele větší než aplikované předpětí, jinak se bude bez omezení posouvat. Pro vnitřní a vnější kroužek, valivé elementy a mazivo lze nastavit různé teploty. Teplotní roztažnost může vytvořit radiální a axiální posuv, který může ovlivnit vnitřní vůli během provozu. V softwaru lze vybrat možnost zahrnutí teplotní roztažnosti, a zkoumat tedy její vliv na deformaci hřídele a tělesa uložení během statické analýzy.

4. Zatížení



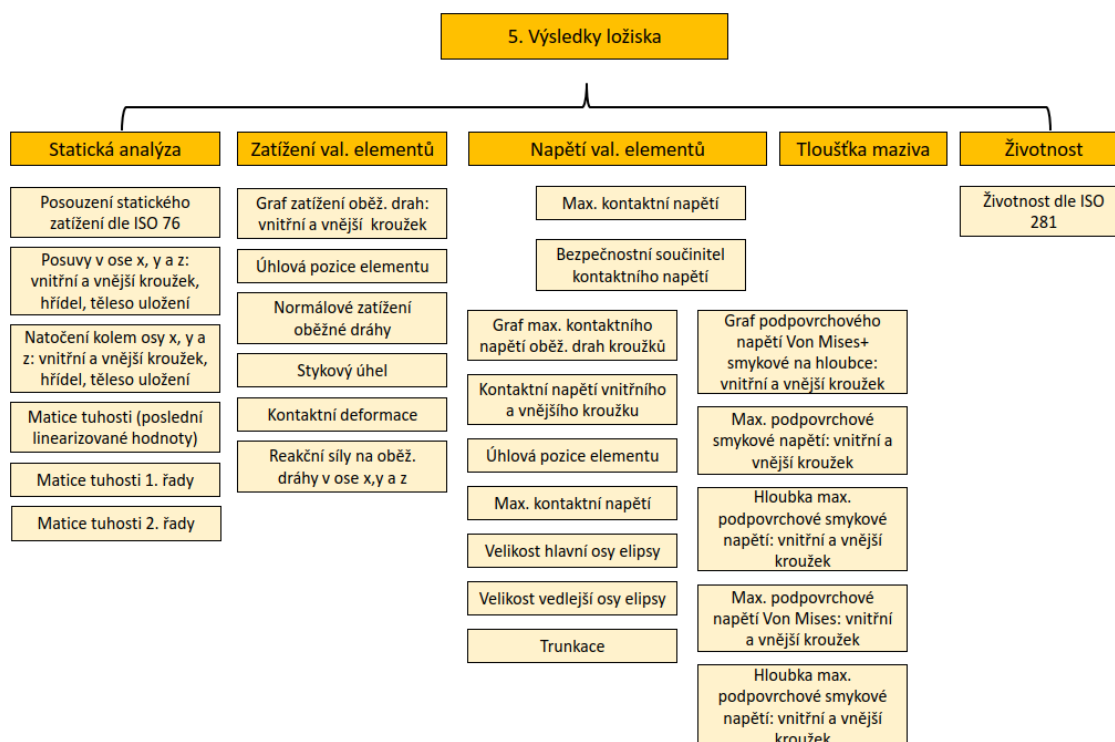
Obr. 4-7 Schéma zadaných parametrů pro zatížení

Romax umožňuje vytvořit si pracovní cykly s otáčkami, kroutícím momentem, výkonem, zatížením, pracovní teplotou a dobou trváním. Síla a moment byly aplikovány na těleso vnějšího kroužku. U radiálního zatížení byla zadána síla v ose y a u axiálního v ose z.



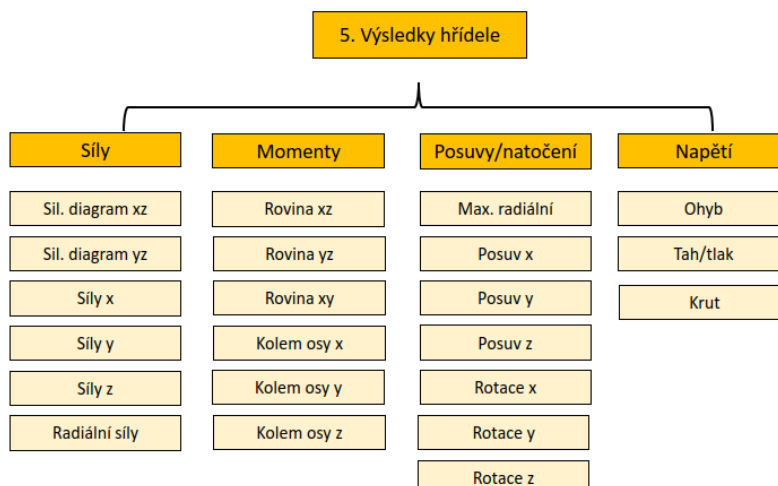
Obr. 4-8 Modelovaná sestava s radiálním zatížením

5. Výsledky

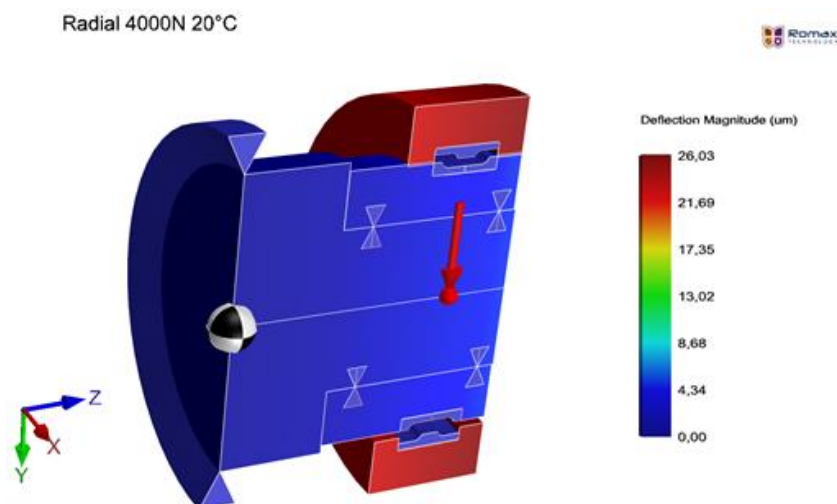


Obr. 4-9 Schéma výsledků z analýzy ložiska

Po spuštění statické analýzy, proběhne výpočet zvoleného pracovního cyklu. Software umožňuje zobrazit výsledné deformace celého systému (Obr. 4-11), výsledky a analýzu týkající se ložisek, hřídelů a dalších komponent. Na Obr. 4-9 je schéma s výsledky a grafy pro ložisko a na Obr. 4-10 pro hřídel.



Obr. 4-10 Schéma výsledků z analýzy hřídele



Obr. 4-11 Ukázka výsledné deformace při radiálním zatížení

4.5 Citlivostní analýza

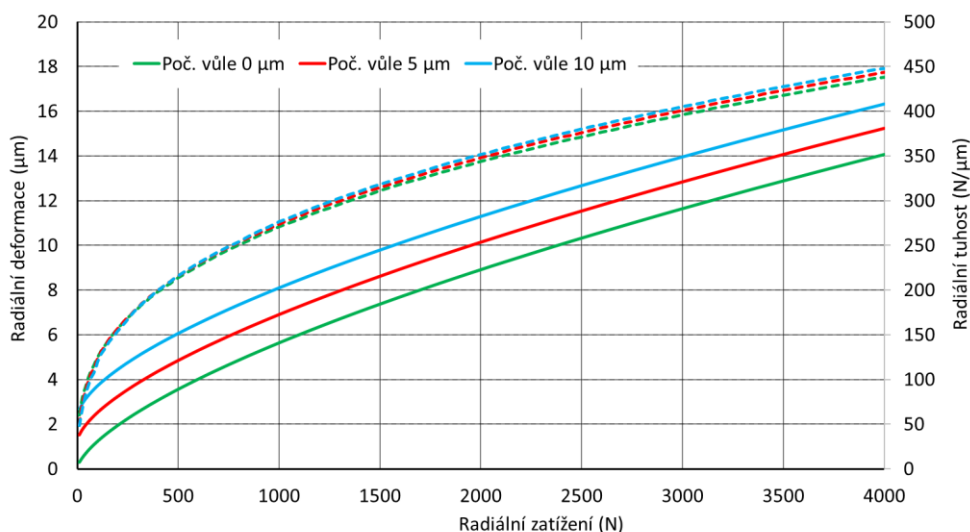
Tato část kapitoly se zabývá analýzou vybraných parametrů a jejich vlivem na tuhosti ložiska. Pro analýzu byla použita vymodelovaná sestava s ložiskem s pružnými kroužky 1D z předchozí kapitoly. Pro tuto sestavu se postupně měnila většinou jedna proměnná a zjišťoval se její vliv na tuhost. Citlivostní analýza probíhala pomocí tzv. batch processingu. Jedná se o automatické provádění řady příkazů bez účasti uživatele. Využívá se nejčastěji pro optimalizaci a citlivostní analýzy.

Nejprve byly v softwaru Romax spin zadány proměnné parametry. Jednalo se například o provozní teplotu, velikost zatížení, předpětí, geometrie ložiska a další. Poté byla zvolena akce, v tomto případě statická analýza, kterou software vykoná. V posledním kroku se vybraly výsledky, a to posuv vnitřního a vnějšího kroužku, tuhost v daném směru, popřípadě pracovní axiální vůle. Analýza byla uložena jako XML formát a posléze nahrána do excelového souboru od Romaxu. Po nahrání souborů se na dalším listu zobrazily vybrané proměnné a výsledky. Do buněk s proměnnými byly zadány hledané hodnoty a byl spuštěn proces. Po ukončení výpočtu byly vedle buněk zobrazeny výsledky pro zadané proměnné.

Analýzy byly prováděny s výchozí sestavou s počáteční teplotou 24 °C a sledoval se průběh deformace a tuhosti v daném směru. Většina analýz proběhla v závislosti na síle, která se pohybovala v rozsahu od 0 až po 4 000 N. Konformita vnitřního i vnějšího kroužku byla nastavena na 52 %. Analýzy, kde se nezkoumal vliv uložení, proběhly s nulovou vůlí vnitřního i vnějšího kroužku.

Vliv vnitřní vůle

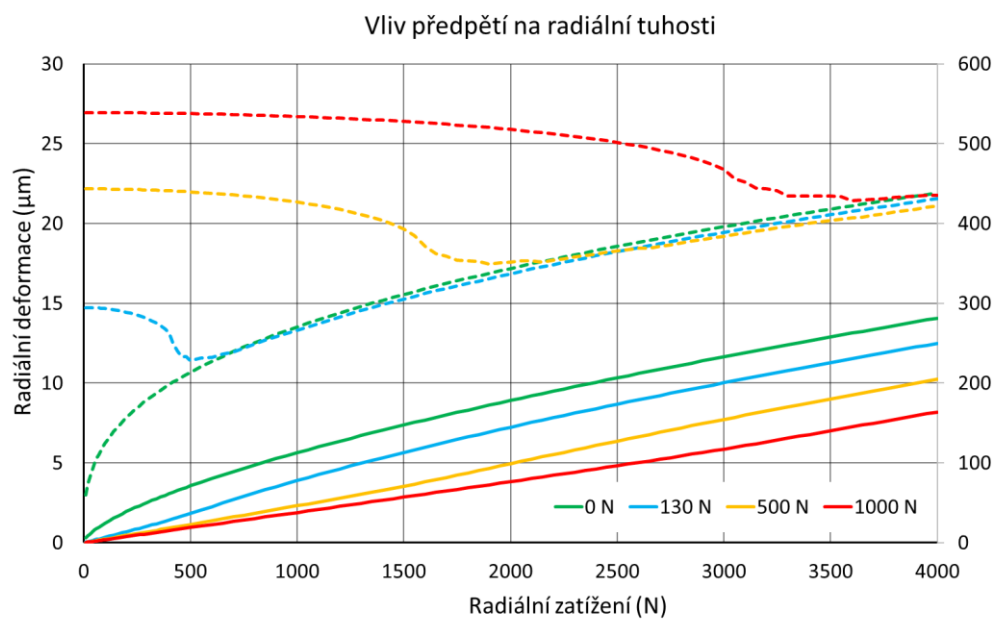
Nejdříve byl sledován vliv počáteční (výrobní) vnitřní vůle na zatížení. Z grafu lze vidět, že vlivem téměř nulového zatížení dojde k posuvu a vymezení vnitřní vůle ložiska, kdy velikost deformace ložiska závisí na velikosti vnitřní vůle. Po vymezení vůle má deformace stejný průběh, jen je od deformace s nulovou vůlí o něco odsazena. Tuhost ložiska s větší počáteční vůlí nepatrně se zatížením roste. Vliv vůle pro axiální zatěžování má podobný charakter jako radiální. V grafu (Obr. 4-12) jsou zobrazeny deformace souvislou a tuhost čárkovanou čarou.



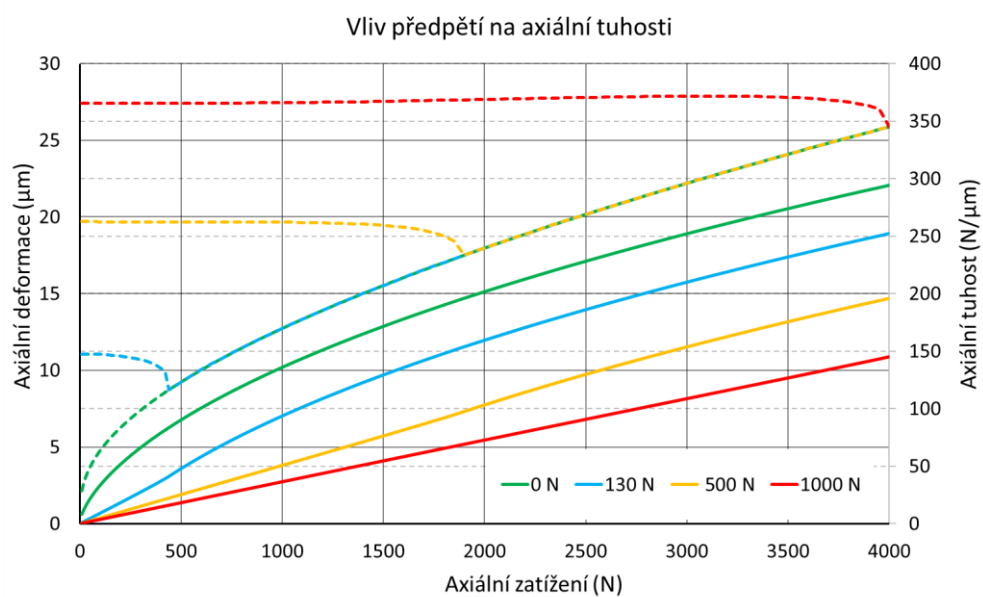
Obr. 4-12 Vliv počáteční vůle na radiální deformaci a tuhosti

Vliv předpětí

Dvouřadá ložiska s kosoúhlým stykem se musí předepnout, aby došlo k vymezení počáteční vůle a správné funkci ložiska. Proto byl zkoumán vliv velikosti předpětí. Zadáno bylo několik předpětí v rozsahu od nejmenšího požadovaného, tedy 130 N až do desetinásobku jmenovitého předpětí (1200 N). Zde ale došlo k pouze minimálnímu ovlivnění tuhosti a změně deformaci, což není úplně správně. Nicméně předpětí bylo možné zadat jako zápornou hodnotu axiální montážní vůle, která byla zjištěna pomocí jiného softwaru. Byly zadány posuvy, které vytvoří předpětí o síle 130, 500 a 1000 N. Zde už došlo ke změně průběhu tuhosti a deformace, který lze u předepnutých dvouřadých ložisek očekávat. Z grafu je patrné, že čím je předpětí (montážní přesah) větší, dochází ke zvýšení tuhosti od počátku zatížení. Dle velikosti předpětí dochází vlivem rostoucího zatížení k odtížení části kuliček, které vede k poklesu tuhosti. Po překročení této hranice dochází opět k růstu tuhosti se zatížením a velikost tuhosti už není závislá na předpětí. Na grafech je opět deformace zobrazena souvislou čarou a tuhost čárkovanou čarou.



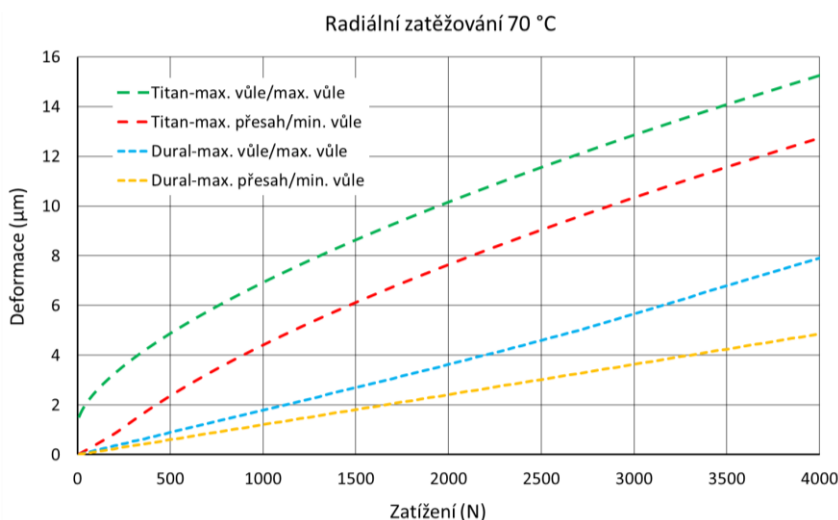
Obr. 4-13 Vliv předpětí na radiální deformaci a tuhosti



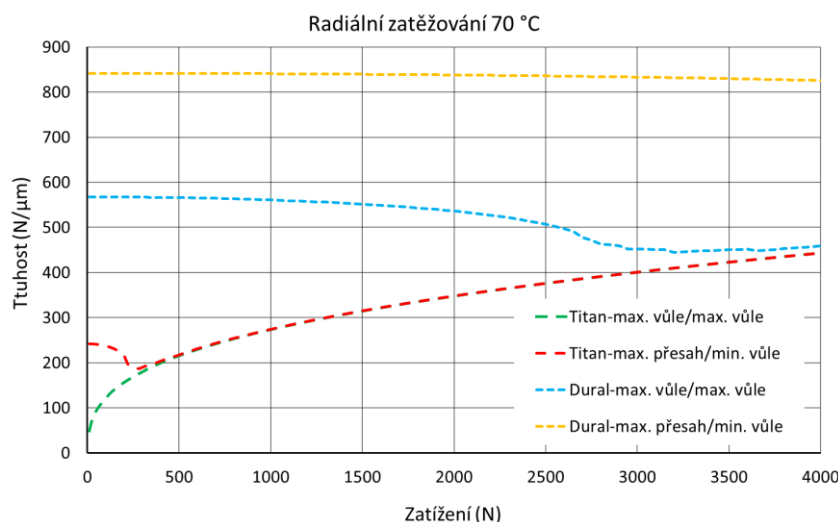
Obr. 4-14 Vliv předpětí na axiální deformaci a tuhosti

Vliv uložení ložiska, materiálu pouzdra a teploty

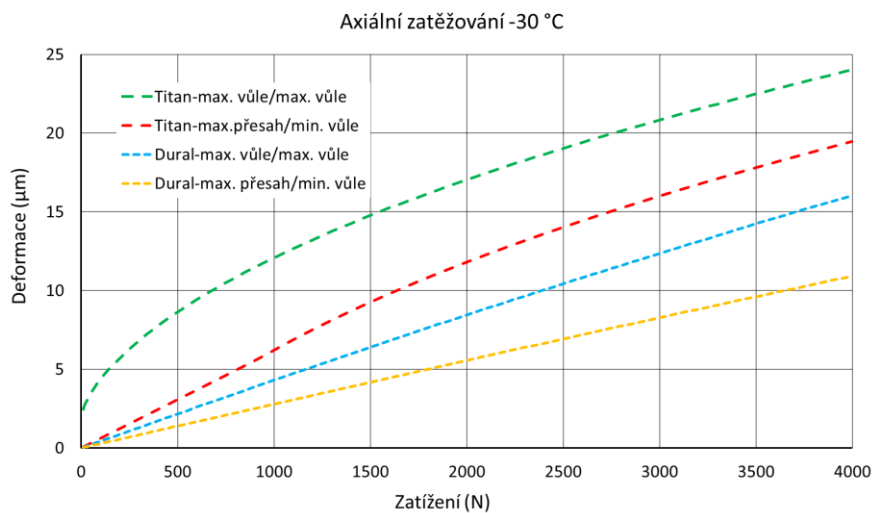
Jelikož pouzdro a ložisko jsou vyrobeny z jiného materiálu s odlišným součinitelem teplotní roztažnosti, dochází vlivem změny teploty k rozdílné teplotní deformaci součástí, která způsobí změnu velikosti přesahu nebo vůli uložení. Vlivem přesahu dochází k roztažení vnitřního nebo stlačení vnějšího kroužku, které způsobí snížení vnitřní vůle ložiska a vznik předpětí. Uložení ložiska vnitřního kroužku s pouzdem má přechodné uložení, takže mohou nastat dvě extrémní situace, a to maximální přesah 5 μm a maximální vůle 11 μm (při pokojové teplotě). Vnější kroužek ložiska byl uložen s dolní tolerancí na nule a maximální vůlí 20 μm . Analýzy proběhly pro nepředepnuté ložisko s vnitřní vůlí 5 μm , aby byla vidět závislost čistě na typu uložení. V následujících grafech jsou zobrazeny dva příklady pro radiální zatížení při 70 °C, a pro axiální zatížení při -30 °C. Jinak bylo uděláno



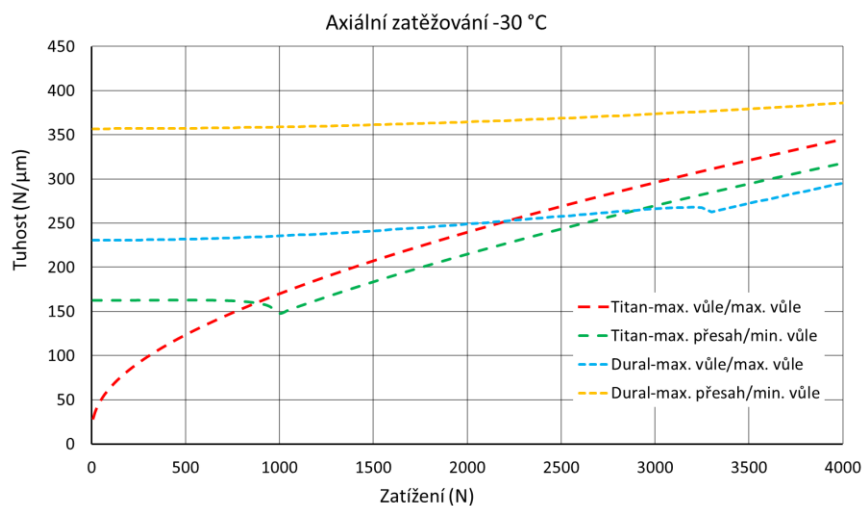
Obr. 4-15 Vliv uložení ložiska a materiálu pouzdra na radiální deformaci při 70 °C



Obr. 4-16 Vliv uložení ložiska a materiálu pouzdra na radiální tuhosti při 70 °C



Obr. 4-17 Vliv uložení ložiska a materiálu pouzdra na axiální deformaci při -30 °C

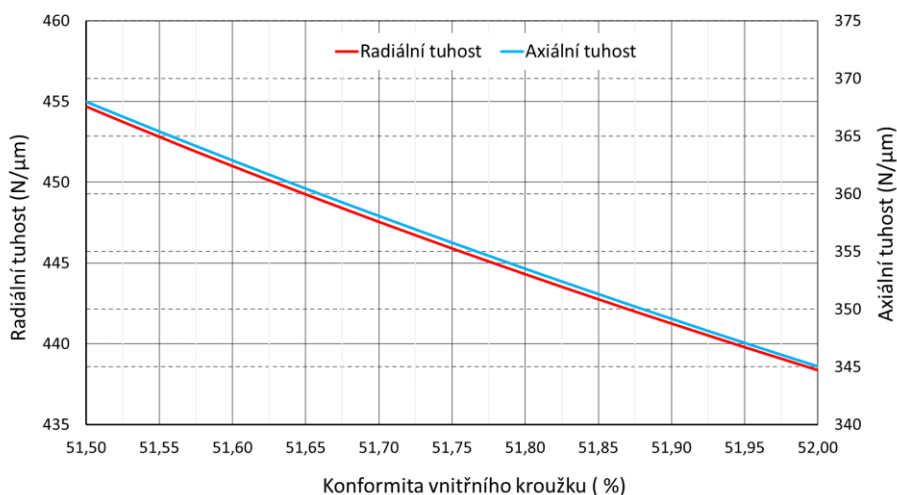


Obr. 4-18 Vliv uložení ložiska a materiálu pouzdra na axiální tuhosti při -30 °C

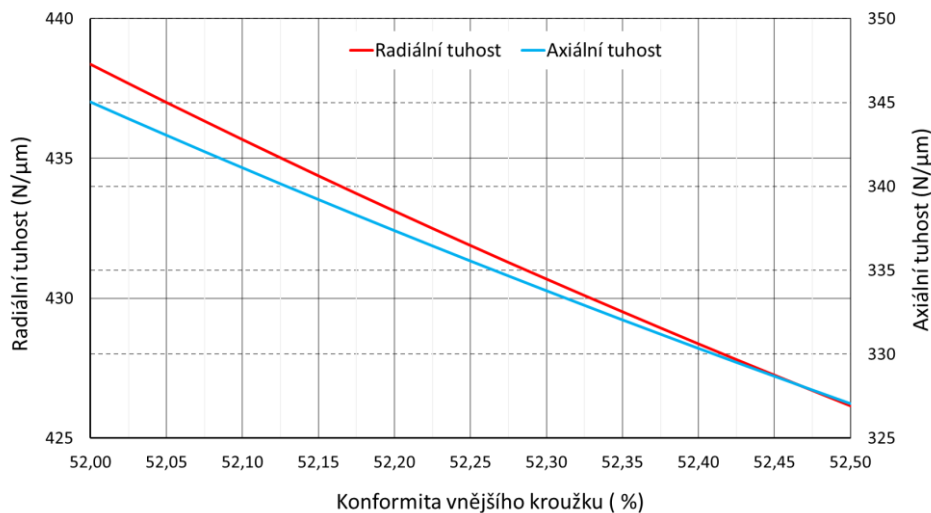
Z grafů je patrné, že u duralu, jenž má větší součinitel teplotní roztažnosti, dochází k větší teplotní deformaci, která způsobí větší roztažení nebo stlačení kroužků ložiska, a tím zmenší vnitřní vůli a zvýší předpětí, které vede ke zvýšení tuhosti ložiska.

Konformita kroužků

Výrobce použitého ložiska udává, že se konformita vnitřního kroužku může lišit od 51,5 do 52 % a u vnějšího kroužku od 52 až 52,5 %. Tuto změnu vnitřní geometrie ložiska můžeme vidět na grafech (Obr. 4-19, Obr. 4-20). Jak lze očekávat, tak s rostoucí konformitou klesá tuhost v obou směrech. U vnitřního kroužku, jehož konformita má větší vliv než konformita vnějšího kroužku, tak může dojít ke změně tuhosti v radiálním směru až o 4 % a v axiálním směru téměř 7 %.



Obr. 4-19 Vliv konformity vnitřního kroužku na tuhosti



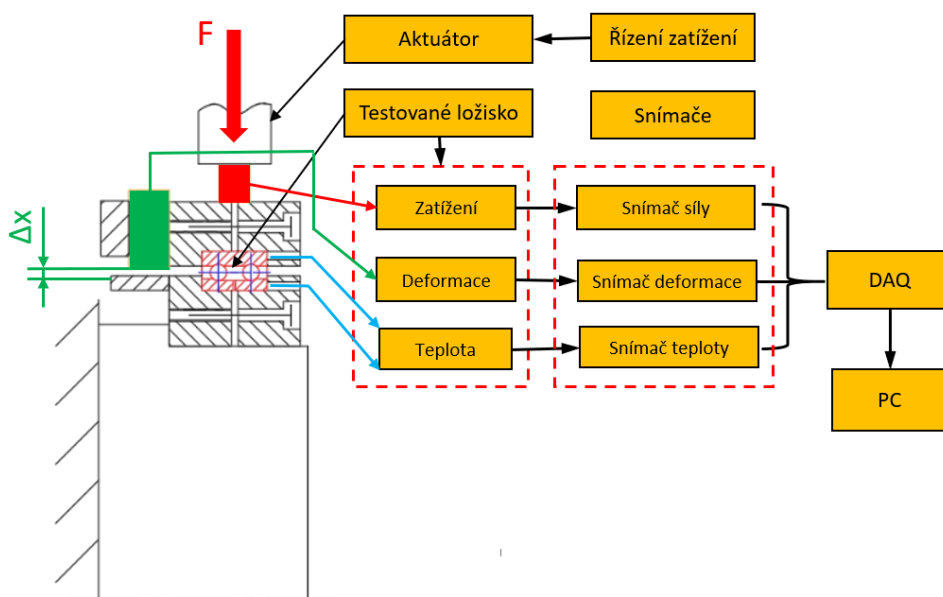
Obr. 4-20 Vliv konformity vnějšího kroužku na tuhosti

4.6 Koncepční řešení experimentálního zařízení

Vzhledem k tomu, že se jednalo o experimentální zařízení sloužící pouze pro jeden experiment, byly podstatnými kritérii cena a jednoduchost zařízení. Důsledkem toho bylo nutné snížit počet komponent, hlavně finančně nákladných, na minimální potřebné. A proto se zařízení skládalo pouze z jednoho snímače síly, jednoho snímače deformace a aktuátoru. Tím pádem muselo docházet k několika montážím a demontážím zařízení pro radiální, axiální a momentové zatížení. Proto bylo zařízení nutné pro jednotlivé typy zatížení vyndat z termální komory, upravit konstrukci pro daný typ zatěžování, vložit upravenou konstrukci do termální komory a poté opět testovat.

4.6.1 Měřicí systém

Tuhost ložiska je dána poměrem zatížení a deformací, kterou toto zatížení vyvolalo. Proto bylo k získání tuhosti nutné vědět působící sílu zatěžující ložisko a znát způsobenou deformaci. Dále bylo nutné během testování monitorovat teploty vnitřního a vnějšího kroužku ložiska, aby se zjistil vliv teploty na tuhost ložiska. Proto muselo být zařízení vybaveno měřicím systémem se snímačem síly, snímačem deformace a teploty. Na Obr. 4-21 je znázorněno schéma měřicího řetězce.



Obr. 4-21 Měřicí řetězec

Snímače deformace

Pro experimentální zařízení bylo nutné použít vhodné snímače deformace. Ty musely být schopné snést daný rozsah teplot, mít dobrou přesnost a malou závislost na teplotě. Jednou z možností pro tyto požadavky bylo měření pomocí kapacitních snímačů.

Princip měření kapacitního bezkontaktního snímače je založen na funkci ideálního deskového kondenzátoru. První kondenzátor je senzor a druhý je měřený objekt. Pokud konstantní střídavý proud protéká kondenzátorem snímače, je amplituda střídavého napětí na snímači úměrná vzdálenosti mezi elektrodami kondenzátoru. Střídavý proud je demodulován a výstupem může být analogový nebo digitální signál [47]. U kapacitních snímačů hraje důležitou roli typ a vlastnosti kontroléru s demodulátorem, které určují celkové měřicí charakteristiky systému. V tabulce (Tab. 4-3) jsou vypsány hodnoty pro kapacitní snímač CSH1-CAM1,4 s nejlepším možným kontrolérem a demodulátorem dodávány firmou Micro-Epsilon.



Obr. 4-22 a) Kontrolér s vysokým rozlišením, b) Kapacitní snímač CSH1-CAM1,4 [47]

Tab. 4-3 Kapacitní snímač CSH1-CAM1,4 [47]

Vlastnost	Hodnota
Výrobce	Micro-Epsilon
Typ snímače	CSH1-CAM1,4
Rozměry (ØD x V)	Ø12 x 14 mm
Měřicí rozsah	1 mm
Linearita	$\leq \pm 0,13 \mu\text{m}$
Rozlišení	0,75 nm
Vliv teploty na nulový signál	-19 nm/K
Vliv teploty na jmenovitý signál	-12 nm/K
Potřebná měřicí plocha	Ø 5,7 mm
Provozní teplota	-50–200 °C

Tab. 4-4 Kontrolér s demodulátorem DT6530 [47]

Vlastnost	Hodnota
Výrobce	Micro-Epsilon
Typ kontroléru	DT6530
Rozlišení statické	0.000075 % FSO
Linearita	$\leq \pm 0,025$ % FSO
Max. odchylka citlivosti	$\leq \pm 0,05$ % FSO
Opakovatelnost	0,0003 % FSO
Teplotní stabilita	$\pm 0,0005$ %/K
Provozní teplota	10–60 °C

Výpočet celkové chyby snímače pomocí kvadratického průměru.

$$R.S.S. = \sqrt{0,025^2 + 0,05^2 + 0,0003^2 + 50 \cdot 0,0005^2} = 0,056 \%$$

Výpočet maximální chyby kapacitního snímače.

$$T.E. = R.S.S. \cdot rozsah = 0,056 \% \cdot 1000 \mu m = 0,56 \mu m$$

Nevýhodou kapacitního měření je velmi vysoká cena kontroléru s demodulátorem pro dosažení dobrých měřicích vlastností, a tedy i přesnosti měření. Pro kontrolér DT6530 s demodulátorem, který má z nabízených řešení nejnižší závislost na teplotě, dosahuje cena měřicího systému kolem dvou set tisíc korun. Obyčejný kontrolér se zhoršenými měřicími vlastnostmi a s teplotní stabilitou 40 x horší než výše psaný kontrolér, má zhruba poloviční cenu.

Další možností měření deformace probíhá pomocí bezkontaktního optického odměřovacího systému VIONiC (Obr. 4-23) od firmy Renishaw. Čtecí hlava, též zvaná enkodér, je vybavena filtrační optikou, která zprůměruje podíl mnoha dílků stupnice a účinně odfiltruje nepravidelné prvky, jako jsou nečistoty nebo rýhy. V kombinaci s rozhraním Ti nabízí rozlišení až 2 nm [49].



Obr. 4-23 Optický encodér VIONiC se stupnicí RELM [49]

Tab. 4-5 Optický encodér VIONiC [49]

Vlastnost	Hodnota
Výrobce	Renishaw
Typ snímače	VIONiC
Rozměry čtecí hlavy (D x Š x V)	35 mm x 13,5 mm x 10 mm
Rozlišení	0,1 μm
Chyba interpolace (SDE)	± 15 nm
Napájení	5 V \pm 10 %
Provozní teplota	0–70 °C

Měřítka RELM20 je vyrobené z materiálu ZeroMet, jedná se o slitinu železa a niklu s nízkou, téměř nulovou, teplotní roztažností. Na měřítku jsou rysky s roztečí 20 μm . Měřítka umožňují snadnou manipulaci a instalaci bez nebezpečí zlomení, takže je ideální pro náročnější přesné aplikace [50].

Tab. 4-6 Stupnice RELM [50]

Vlastnost	Hodnota
Výrobce	Renishaw
Typ stupnice	RELM20
Průřez (V x Š)	1,6 mm x 14,9 mm
Délka	50 mm
Přesnost stupnice	± 1 μm / 1 m
Rozteč stupnice	20 μm
Součinitel tepelné roztažnosti	0,75 \pm 0,35 $\mu\text{m}/\text{m}/^\circ\text{C}$

Oproti kapacitnímu snímači jsou rozměry enkodéru větší. Další nevýhodou je nutnost použití pravítka a nutnost přesného upevnění stupnice vůči enkodéru. V katalogu je psaná provozní teplota enkodéru 0–70 °C, tato teplota je kvůli možnému kondenzování vlhkosti a následnému zamrznutí kapiček na snímané ploše enkodéru, které by způsobilo špatné měření optického systému. Nicméně při testování je tepelná komora zbavená vlhkosti, takže by k tomuto problému nemělo dojít. Tato skutečnost byla konzultována s výrobcem, který potvrdil možnost testování při daných teplotách bez vlhkosti v komoře. Jelikož se jedná o optický princip funkce, tak teplotní stabilita měřicího systému je ovlivněna hlavně teplotní roztažností stupnice. Oproti nejlepšímu měřicímu systému s kapacitními snímači je cena optického enkodéru zhruba čtvrtinová.

Snímače síly

Pro měření síly lze použít pouze tenzometrické snímače. Piezoelektrické snímače umožňují měřit pouze při ustálených teplotách. Existuje velké množství typů a výrobců tenzometrických snímačů, které se liší přesností, kvalitou a cenou.

Tenzometrický snímač sil S9M od HBM slouží pro určení tahových i tlakových sil. Má tvar písmene S a díky nerezovému provedení nabízí vysokou odolnost [51]. Klíčové parametry snímače jsou vypsány v Tab. 4-7.

Tlakový snímač síly C10 je rotačně symetrický a nízko-profilový. Nabízí vynikající flexibilitu pro náročné výrobní úkoly a laboratorní experimenty. Lze jej použít v tlakových dynamických i statických úlohách, kde je požadavek na vysokou přesnost i za nepříznivých podmínek, jako jsou vysoké boční síly, vibrace nebo teplotní přechody [52].

Tab. 4-7 Tenzometrické snímače sil [51], [52]

Vlastnost	Hodnota	Hodnota
Výrobce	HBM	HBM
Typ snímače	S9M/5 kN	C10/5 kN
Rozměry (D x Š x V)	57,2 x 31 x 87,3 mm	Ø104,8 x 35,7 mm
Nominální rozsah sil	5 kN	5 kN
Třída přesnosti	0,02	0,03
Chyba linearity	0,02 %	0,03 %
Chyba reverzibility/hystereze	0,02 %	0,03 %
Reprodukovatelnost	0,02 %	0,025 %
Tečení	0,02 %	0,04 %
Vliv teploty na jmenovitý signál	0,02 %/10 K	0,015 %/10 K
Vliv teploty na nulový signál	0,02 %/10 K	0,015 %/10 K
Max. pracovní síla	150 % F _{nom}	240 % F _{nom}
Nominální rozsah teplot	-10–70 °C	-10–45 °C
Pracovní rozsah teplot	-30–85 °C	-30–85 °C

Výpočet celkové chyby snímače S9M pomocí kvadratického průměru.

$$R.S.S. = \sqrt{0,02^2 + 0,02^2 + 0,02^2 + 0,02^2 + 5 \cdot 0,02^2 + 5 \cdot 0,02^2} = 0,075 \%$$

Výpočet maximální chyby snímače S9M.

$$T.E. = R.S.S \cdot rozsah = 0,075 \% \cdot 5000 \text{ N} = 3,75 \text{ N}$$

Výpočet celkové chyby snímače C10 pomocí kvadratického průměru.

$$R.S.S. = \sqrt{0,03^2 + 0,03^2 + 0,025^2 + 0,04^2 + 5 \cdot 0,015^2 + 5 \cdot 0,015^2} = 0,079 \%$$

Výpočet maximální chyby snímače C10.

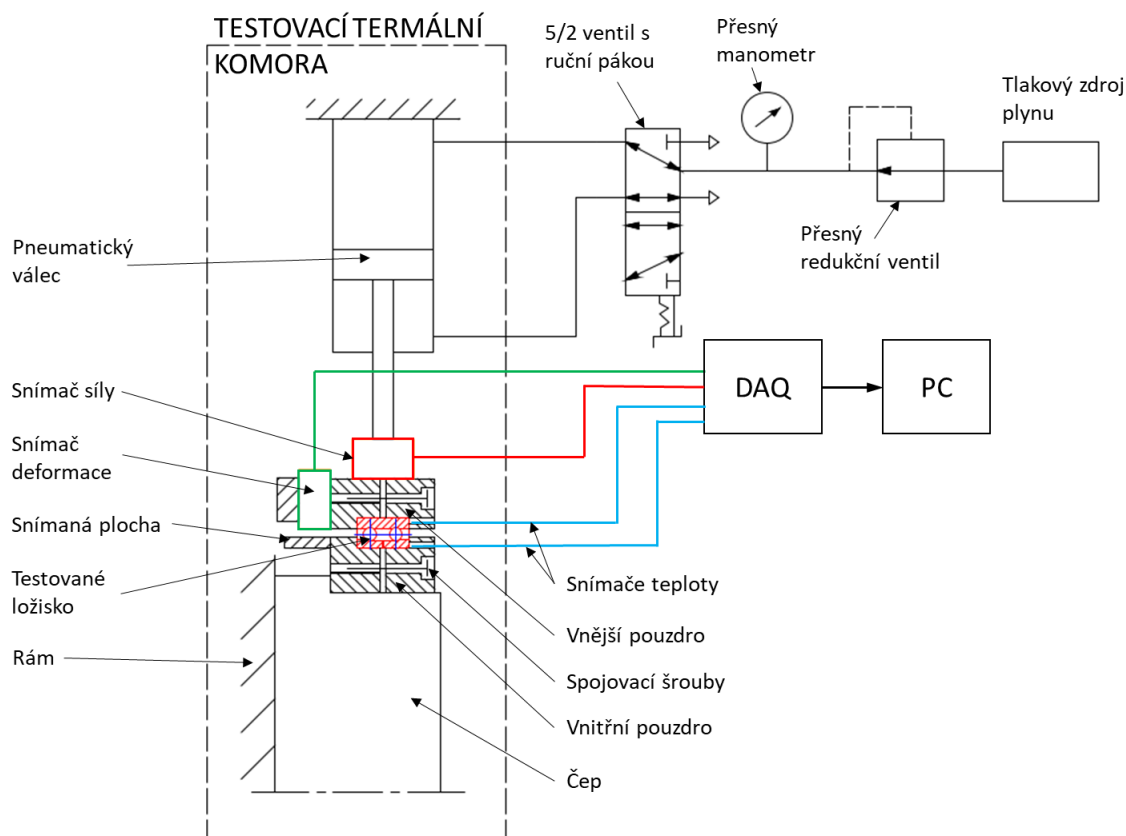
$$T.E. = R.S.S. \cdot rozsah = 0,079 \% \cdot 5000 N = 3,95 N$$

Výhodou snímač C10 je menší stavební výška a možnost většího přetížení snímače. Má lepší charakteristiky v závislosti na teplotě, ale ostatní měřicí vlastnosti má horší jak snímač S9M. Hlavní nevýhodou snímače C10 je ale výrazně vyšší cena oproti S9M, který má i nižší celkovou chybu.

4.6.2 Zatížení pneumatickým válcem

Z analýzy vyplývá, že vhodnými mechanismy pro vyvození zatížení, které umožňují regulaci síly, dostatečné zatížení a jsou schopné pracovat za požadovaných teplot, jsou šroubové a pneumatické mechanismy. První možné řešení je tvořeno pneumatickým obvodem s válcem, který je vysouván tlakovou energií plynu. V tomto případě v úvahu připadají dva typy tlakového zdroje. Buď se může stlačený vzduch vyrábět kompresorem nebo použít již stlačený plyn z tlakové lahve.

V případě použití kompresoru je nutné stlačený vzduch upravit a zbavit vlhkosti, aby nedocházelo k zamrznutí zkondenzované vody, čímž by došlo k nefunkčnosti nebo poškození některých komponent a tím nefunkčnosti celého zařízení. Proto kromě kompresoru musí být pneumatický okruh vybaven filtry stlačeného vzduchu a dále sušičkami vzduchu, které by v případě pouze jednoho experimentu byly velice nákladné. Cena sušiček roste s klesajícím tlakovým rosným bodem, což je teplota, při které vzduch kondenzuje při daném tlaku. V našem případě je to vzduch o teplotě -30 °C a tlaku alespoň 7 bar. Uvážíme-li, že kompresor pracuje v pokojové teplotě 20 °C, musí mít vzduch relativní vlhkost menší než 2 %, aby pro danou teplotu a tlak nekondenzoval. Proto je druhou variantou použití tlakové lahve s plynem. Tlakové lahve jsou již natlakované na 200 až 300 bar v objemu od 10 až do 50 l, čímž by odpadla nutnost použití kompresoru. Protože v případě použití pneumatického válce by docházelo pouze k malým posuvům, tedy i k malému potřebnému množství objemu plynu ve válci, byl by objem lahve pro tyto jednoúčelové testy dostatečný. Plyn je v lahvích dodáván v předepsaných čistotách, tudíž plyn téměř neobsahuje žádné nečistoty a vlhkost, takže by odpadla nutnost použití filtrů a sušiček. Kromě stlačeného vzduchu je možné použít i dusík.



Obr. 4-24 Schéma zařízení s pneumatickým válcem

Z tlakového zdroje se stlačený plyn rozvodí do okruhu hadicemi. Pomocí přesného redukčního ventilu se manuálně upraví pracovní velikost tlaku plynu na požadovanou hodnotu. Tato hodnota tlaku se přesným manometrem umístěným za redukčním ventilem změří. Druhou variantou je použití proporcionálního ventilu, který umožňuje přesné řízení síly válce. Cena těchto ventilů je ovšem oproti redukčním dost vysoká, takže se spíše hodí pro automatizované procesy. Po manometru, jenž ukazuje aktuální hodnotu tlaku, se nachází ručně ovládaný ventil. Díky změně jeho polohy dochází k vysunutí nebo zasunutí válce. Dvojčinný válec, v konfiguraci pro nízké teploty, je schopen pracovat v rozsahu teplot od $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Velikost vyvozené síly závisí na ploše pístu, velikosti provozního tlaku plynu a třením mezi válcem a pístem následujícím vztahem:

$$F = p \cdot A - R$$

Kde F je vyvozená síla v N, p je provozní tlak v Pa, A je plocha pístu v m^2 a R je tření v N.

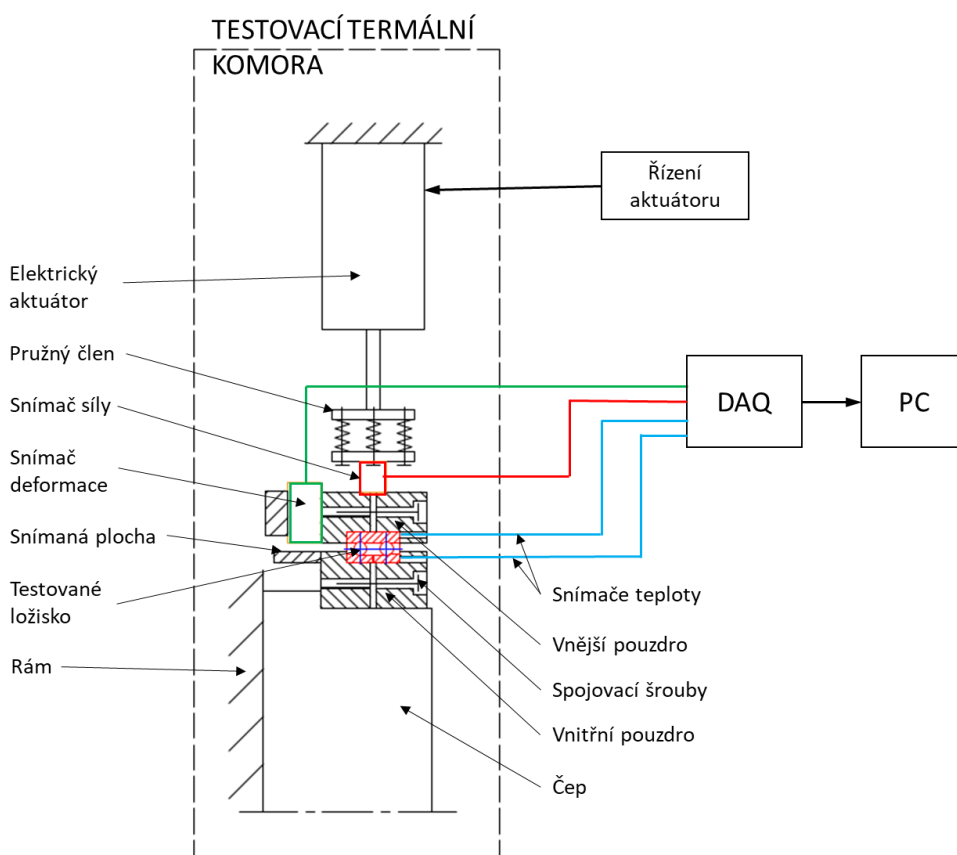
4.6.3 Zatížení elektrickým aktuátorem

Na trhu jsou výrobci poskytující kompletně vybavené aktuátory, které jsou vybaveny elektromotory, převodovkami, pohybovými šrouby a dalším příslušenstvím sloužícím nejčastěji k řízení aktuátoru. Nabízejí se s různými možnostmi napájení, velikostí vyvozené

síly, délky, rychlosti posuvu atd. Aktuátory používají stejnosměrné i střídavé motory. Pro přesné řízení polohy aktuátoru se pak nejčastěji používají servomotory a krokové motory s enkodéry. Většina aktuátorů je vybavena převodovkami ke zvýšení kroutícího momentu, tedy ke zvýšení výsuvné síly aktuátoru. Rotační pohyb se mění na přímočarý posuvný pomocí pohybového šroubu, ty jsou buď kuličkové nebo trapézové.

Problémem většiny těchto aktuátorů je rozsah teplot, ve kterém se mohou používat. Předepsané teploty se většinou pohybují od 0 °C do 50 °C. Existuje ale pár výrobců, kteří nabízejí aktuátory do nepříznivého prostředí. Jedním z těchto výrobců je Thomson s aktuátorem Elektrak HD, který může pracovat při teplotách od -40 °C až do 85 °C. Další možností je komponenty, tedy servomotor, planetovou převodovku a válec s pohybovým šroubem nakoupit zvlášť. Výhodou tohoto řešení je snazší programování servomotoru a nákup ostatních komponent pro řízení od B&R. Oba pohony pro vyvození zatížení se ovládají pomocí PLC.

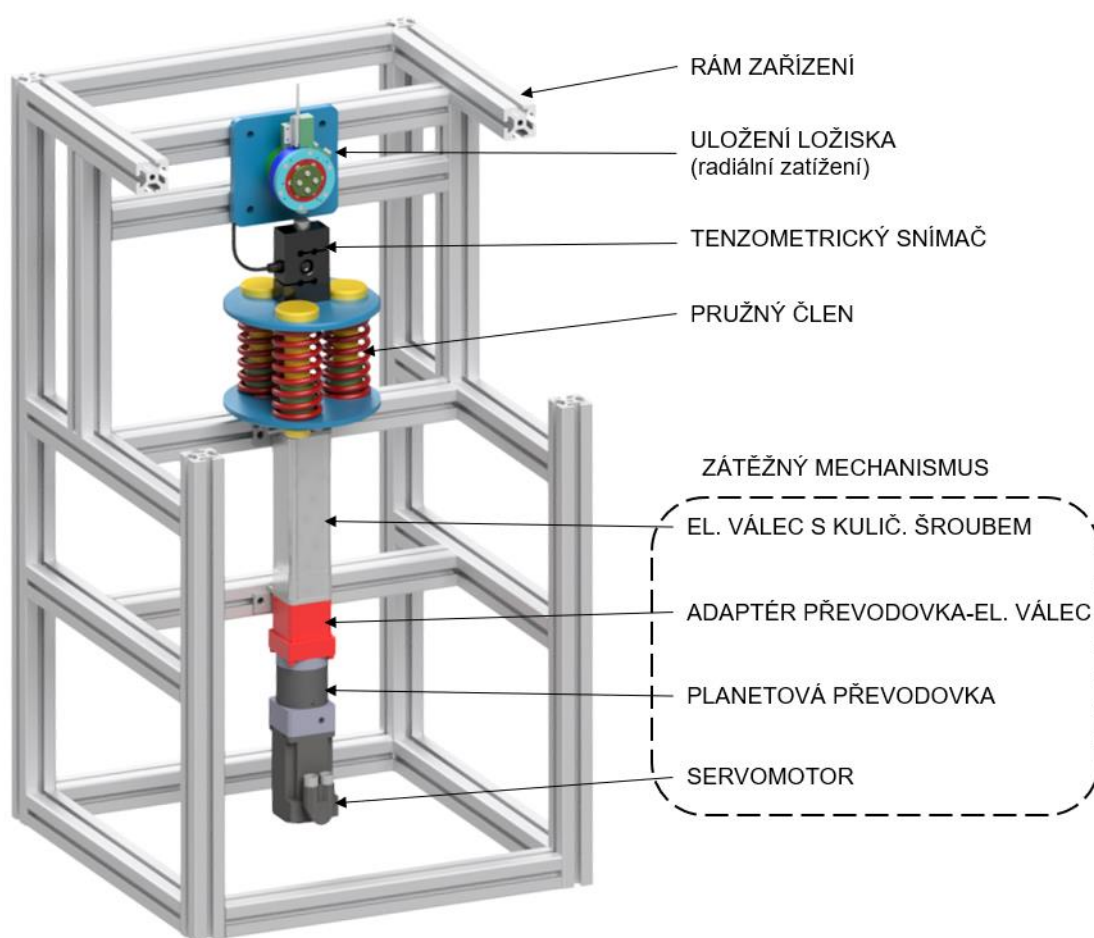
Schéma toho řešení je zobrazeno na Obr. 4-25. Elektrický aktuátor a čep jsou připevněny k rámu zařízení. Jelikož uložení ložiska je poměrně tuhé a bude docházet k malým deformacím, je na konci aktuátoru umístěn pružný člen. Ten umožní větší deformace a větší vysunutí aktuátoru, tím se zajistí plynulejší zatěžování ložiska a přesnější a snazší řízení aktuátoru a vyvozené síly. Pružný člen tvoří dva disky, mezi které se vloží několik tlačných pružin s vodícími čepy.



Obr. 4-25 Schéma zařízení s elektrickým aktuátorem

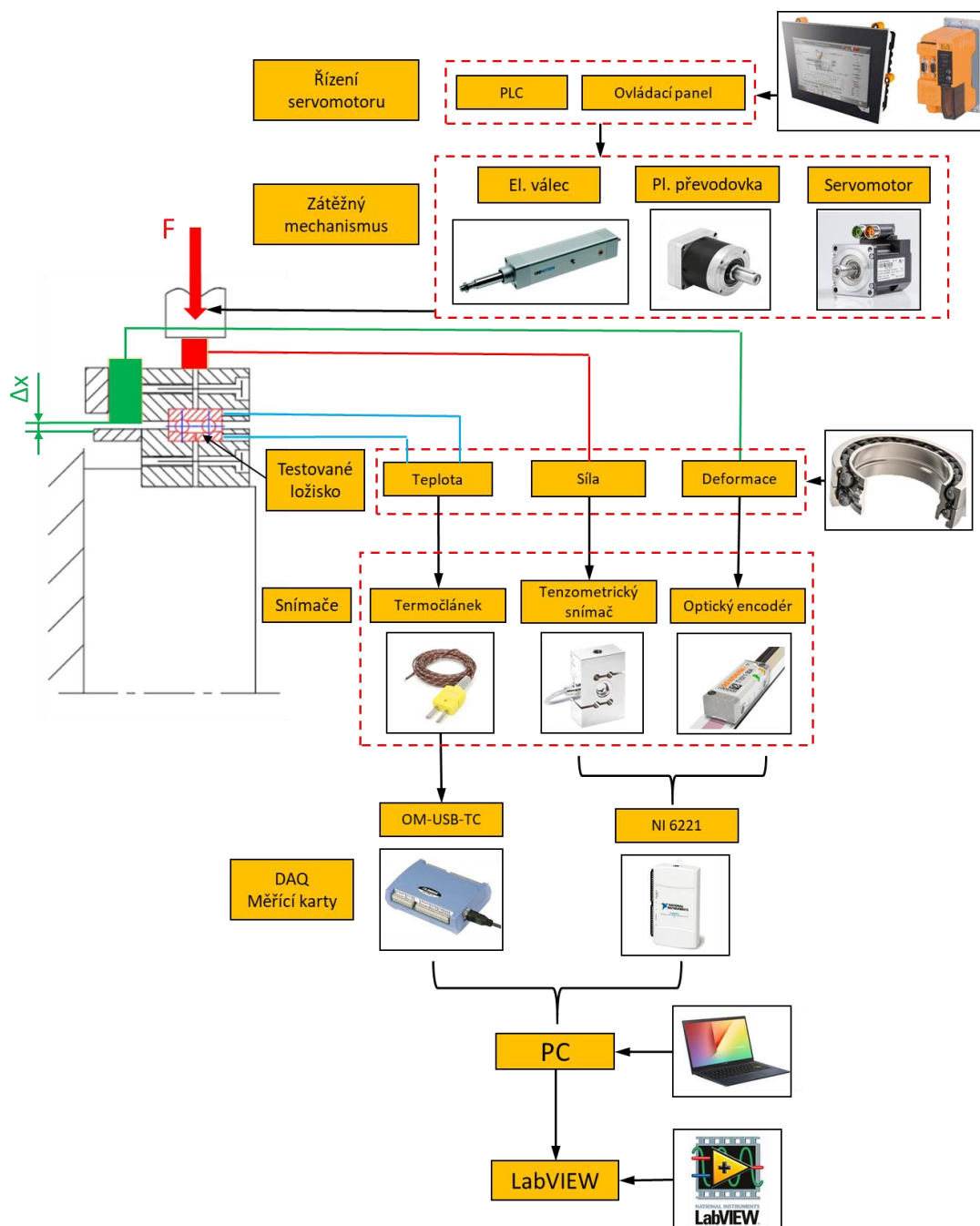
4.7 Konstrukční řešení experimentálního zařízení

Finální volbou zátěžného mechanismu se stala varianta se servomotorem, planetovou převodovkou a elektrickým válcem s kuličkovým šroubem. Jeden z hlavních důvodů této volby byl, že bylo možné pohon, řízení pohonu a PLC dodat od jednoho výrobce, tedy od firmy B&R. Dalším důvodem je přesnost řízení, menší hmotnost a méně komponent. V této části práce se jednotlivé kapitoly postupně zabývají podrobnějším postupem řešení jednotlivých uzlů experimentálního zařízení. Nejdříve je popsán řídicí a měřicí systém s elektronikou, dále je popsán zátěžný mechanismus a komponenty který jej tvoří. Následuje popis pružného členu, potom uložení ložiska a úprava sestavy pro konkrétní typy zatěžování. Nakonec je popsán rám, k němuž je zařízení uchyceno. Kompletní zařízení můžeme vidět na Obr. 4-26.



Obr. 4-26 Experimentální zařízení

4.7.1 Elektronika, řídicí a měřicí systém



Obr. 4-27 Schéma řídicího a měřicího systému

Testovací zařízení bylo tvořeno dvěma základními systémy. Řídicím systémem se ovládalo vyvozené zatížení. Měřicí systém monitoroval a zaznamenával snímané parametry. Schéma řídicího a měřicího systému s použitou elektronikou je na Obr. 4-27. Protože zatížení ložiska proběhlo pomocí servomotoru a elektrického válce, bylo nutné zajistit ovládání pohonu. Pomocí PLC s ovládacím panelem 4PPC70 od B&R se řídily otáčky servomotoru, a tudíž i zatížení působící na ložisko od elektrického válce. K řízení servomotoru sloužil v PLC systému ACOPOSmicro 80CD100PD.C022-01. Měřicí systém byl tvořen třemi snímači.

K měření teploty vnějšího a vnitřního kroužku sloužily dva termočlánky typu K, které byly zapojeny do měřicí karty pro termočlánky OM-USB-TC od firmy Omega. K získání dat o síle z tenzometrického snímače a deformace z optického enkodéru sloužila měřicí karta od firmy National Instruments USB-6211. Obě karty pro snímače byly přes USB zapojeny do PC a pomocí softwaru LabVIEW byla zaznamenána měřená data.

4.7.2 Zátěžný mechanismus

Zátěžný mechanismus, jehož úkolem bylo vyvodit dostatečné zatížení a možnost toto zatížení regulovat, byl zvolen pomocí servomotoru s planetovou převodovkou a kuličkovým šroubem. Potřebný krouticí moment k vyvození síly kuličkového šroubu je dán rovnicí:

$$M_{load} = \frac{F_{ax} \cdot l}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{4000 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,9} = 3,54 \text{ Nm}$$

Kde

M_{load} je potřebný krouticí moment v Nm, F_{ax} je aplikovaná axiální síla na pístnic v N, l je stoupání kuličkového šroubu v mm a η je mechanická účinnost šroubu $\approx 0,9$.

Servomotor

Zvolil se servomotor 8LVA23B1030D000-0 od B&R. Parametry tohoto pohonu jsou sepsány v Tab. 4-8.

Tab. 4-8 Parametry servomotoru [53]

Vlastnost	Hodnota
Výrobce	B&R
Typ servomotoru	8LVA23
Počet pólových dvojic	4
Nominální otáčky	3 000 min ⁻¹
Nominální krouticí moment	1,3 Nm
Nominální výkon	408 W
Nominální proud	5,8 A
Pracovní rozsah teplot	-15–50 °C

Planetová převodovka

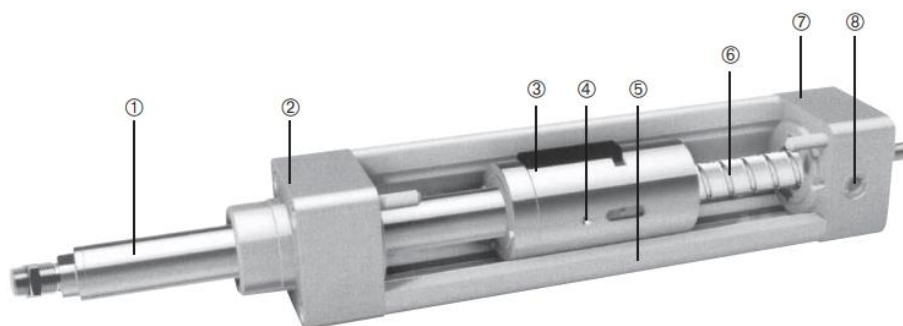
Jelikož motor nedosahoval potřebného kroutícího momentu a disponoval vysokými nominálními otáčkami, použila se planetová převodovka 8GP40-060-025S2V2. Ta se připojila k servomotoru a k připojovací přírubě válce. Díky převodovce došlo k navýšení potřebného kroutícího momentu a k jemnějšímu ovládání vysunutí válce.

Tab. 4-9 Parametry planetové převodovky [54]

Vlastnost	Hodnota
Výrobce	B&R
Typ převodovky	8GP40-60
Počet převod. stupňů	2
Převodový poměr	25
Nom. výstupní krouticí moment	40 Nm
Max. hnací otáčky	13 000 min ⁻¹
Rozsah teplot	-25–90 °C

Elektrický válec

Poté proběhlo hledání vhodného aktuátoru, který by umožnil napojení na servomotor a měl požadované parametry. Mezi tyto parametry patří maximální axiální síla, zdvih, provozní teplota a další. Zvolil se elektrický válec s kuličkovým šroubem (Obr. 4-28) od firmy Unimotion s označením PNCE40BS160550S0, jehož design a rozměry byly velmi podobné pneumatickým válcům. Jeho parametry jsou v Tab. 4-10.



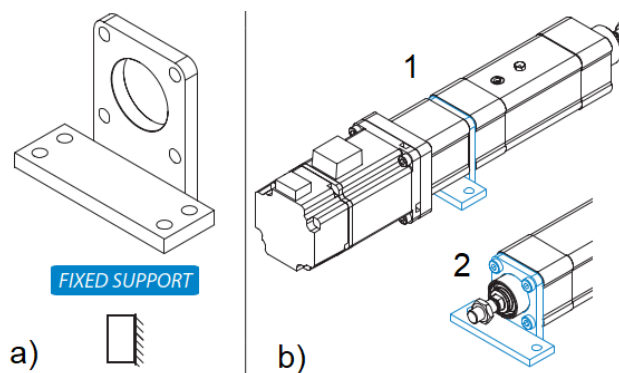
Obr. 4-28 Elektrický válec firmy Unimotion [55]

Elektrický válec se skládal z hliníkového profilu (Obr. 4-28, 5), na jehož koncích byly přišroubovány přední (2) a zadní příruba (7). Uvnitř hliníkového profilu se nacházela hlavní mechanická část válce. Otáčením kuličkového šroubu (6) docházelo k přímočarému pohybu matice kuličkového šroubu (4) ke které byla připevněna nerezová pístní tyč (1) pojištěná proti rotaci. Dále byla v matici maznička (4) pro snížení tření a zvýšení životnosti kuličkového šroubu. V zadní přírubě se nacházel odfuk pro kompenzaci tlaku (8) [55].

Tab. 4-10 Specifikace elektrického válce [55]

Vlastnost	Hodnota
Výrobce	UNIMOTION
Velikost válce	PNCE 40
Pohybový šroub	kuličkový
Průměr šroubu x rozteč	Ø16x5 mm
Zdvih	50 mm
Dynamická únosnost KŠ	13 150 N
Max. axiální síla	6 020 N
Max. kroutící moment	5,3 Nm
Max. rychlost posuvu	0,35 m/s
Max. otáčky	4 200 min ⁻¹
Kr. moment bez zatížení	0,15 Nm
Axiální vůle	< 0,02 mm
Provozní teplota	0 °C ~ +60 °C

S výrobcem válce proběhla konzultace ohledně provozních podmínek, ve kterých je válec schopen pracovat. Dle katalogu je psaná provozní teplota od 0 do + 60 °C. Problémem nízkých teplot je ten, že uvnitř válce může kondenzovat voda, která poté zamrzne. Vzhledem k tomu, že experimentální zařízení bude v tepelné komoře pracovat v atmosféře suchého dusíku s pouze stopovým obsahem vodních par, nemělo by k těmto problémům dojít. Další s tímto problémem spojený je, že při delším provozu mohou vnitřní části válce začít korodovat. Proto jsou provozní teploty válce ovlivněny pracovní dobou, po kterou válec pracuje. Jelikož se v našem případě nejedná o dlouhodobý experiment, ale bude probíhat pouze několik hodin, neměl by problém s korozí nastat.



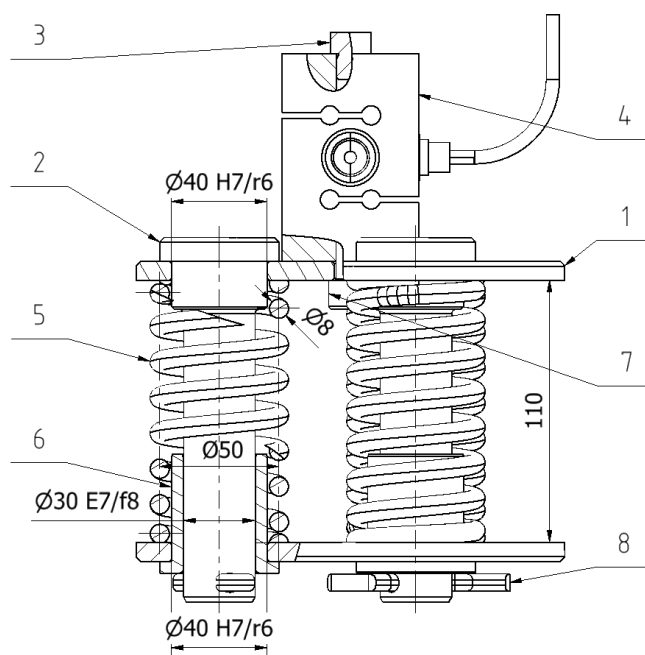
Obr. 4-29 a) Patka, b) Uchycení patek k válci [55]

K připojení a přenosu točivého momentu a otáček ze servomotoru na aktuátor sloužila pružná spojka. Ta byla umístěna v přírubě pro připojení válce k motoru v našem případě

k planetové převodovce. Adaptivní příruba k motoru byla vyrobena na míru a byla stejně jako spojka dodána od výrobce elektrického válce. Elektrický válec se k rámu přichytil pomocí dvou ocelových patek (Obr. 4-29). Dle katalogu je maximální vyvinutá síla od válcem, kterou může být patka zatížena, rovna 5100 N. Elektrický válec byl dále vybaven dvěma magnetickými snímači polohy pro případné sepnutí a zastavení servomotoru v minimálním a maximálním poloze vysunutí pístu.

4.7.3 Pružný člen

Jak bylo psáno v kap. 4.6.3, ložisko v uložení byla tuhá sestava komponent, která se při největším zatížení deformovala maximálně několik desítek mikrometrů. Jelikož by bylo velice obtížné plynule a přesně ovládat tak malá vysunutí a tím pádem i vyvozené zatížení elektrického válce, byl na jeho konci umístěn pružný člen. Jednalo se o sestavu komponent s pružinami, které umožnily přenos sil z válce na uložení. Tím došlo k většímu vysunutí válce a tím pádem k lepší ovladatelnosti vysunutí, potažmo vyvozené síly. K hornímu disku byl připevněn tenzometrický snímač HBM S9M k monitorování skutečné síly vyvozené od válce.



Obr. 4-30 Pružný člen

Pružný člen se skládá ze dvou disků (Obr. 4-30 poz.1) mezi nimiž je trojice tlačných pružin (5). Spodní disk je maticí M12 s podložkou spojen se závitem pístnice elektrického válce. Tlačné pružiny jsou z pružinového ocelového drátu DIN 17233 o průměru 8 mm. Jejich výpočet a kontrola proběhla v příloze 1. Aby nedošlo k naklápění disků nebo k náhlému vybočení pružin, jsou ve vnitřních průměrech pružin vloženy vodící čepy (2) s bronzovými kluznými pouzdry (6). Čepy jsou k disku uloženy s přesahem Ø40 H7/r6

stejně jako kluzná pouzdra ke spodnímu disku. Díky uložení s vůlí Ø30 E7/f8 čepu v kluzném pouzdru, se při zatěžování umožní vhodné vedení a přímočarý posuv disků proti sobě. Konce čepů jsou zajištěny závlačkami (8) proti vypadnutí. Disky i vodící čepy jsou z důvodu snížení hmotnosti vyrobeny z duralové slitiny EN AW 7075. Kvůli velké náročnosti na souosost děr v discích pro čep a kluzné pouzdro se disky před výrobou těchto děr smontují k sobě a díry se poté vystruží náraz skrze oba disky. Šroubem M12x20 DIN 912 (7) je k hornímu disku přišroubován tenzometrický snímač (4) HBM S9M. Tyto typy snímačů vyžadují, aby síla působila co nejpresněji ve směru měření. K minimalizování parazitních jevů v podobě příčných sil a ohybových momentů, je přenos sil ze snímače na uložení ložiska realizován pomocí bodového kontaktu. Ten je tvořen kulovým zatěžným prvkem zašroubovaným v uložení ložiska a zatěžným prvkem s plochou (3) zašroubovaným shora ke snímači. HBM doporučuje pro tyto součásti tvrdost nejméně 43 HRC. Proto se vyrobí kusy z oceli 14 220, které se po cementování do hloubky 0,4 mm zakalí na tvrdost 58–60 HRC. Výpočet tlačných pružin je v příloze

Výroba pružin na zakázku je poměrně neekonomická, proto byly vybrány pružiny dostupné na trhu. Od firmy Alcomex se koupily pružiny s průměrem drátu 8 mm, středním průměrem 50 mm a délkou v nestlačeném stavu 110 mm. Měly ovšem o něco větší tuhost než pružina vypočítaná, tuhost této pružiny byla dle katalogu 50,56 N/mm. To znamená, že při aplikování maximální síly došlo k menší deformaci pružiny (26,4 mm) než podle vypočítaných hodnot.

4.7.4 Uložení ložiska

Uložení ložiska bylo nutné navrhnout tak, aby bylo možné ložisko zatěžovat ve všech třech módech. Směry měřené deformace se ale měnily podle typu zatěžování ložiska. Z důvodů snížení nákladů byl k dispozici pouze jeden snímač deformace, takže nebylo možné měřit deformace bez úpravy pozice snímače nebo uložení. Proto bylo uložení navrženo tak, aby se mohly součásti pro měření deformace z uložení demontovat a nahradit součástmi pro jiný typ zatěžování. Uložení ložiska bylo tedy tvořeno stále stejnými pouzdry a docházelo pouze k výměně součástí pro enkodér a pro přenos zatížení.

Výchozí uložení ložiska

Výchozí uložení bylo tvořeno nosnou deskou (Obr. 4-31, poz.1) připevněnou čtyřmi šrouby M8 skrze otvory (a) k rámu zařízení. K nosné desce z duralové slitiny EN AW 7075 se šesti šrouby M5x12 DIN 912 (11) připevnil čep (2) z nerezové oceli AISI 304. Vlivem změny teploty během testování a tepelné roztažnosti materiálů dojde k různému roztažení nebo smrštění součástí. Od pokojové teploty (20 °C) je změna teploty stejná (50 °C), jak pro minimální, tak i maximální teplotu během testování. Na čep bylo s vůlí Ø30 h6/F7 nasazeno uložení s ložiskem. Tato vůle byla spočítána na základě různé teplotní roztažnosti použitých materiálů, tak aby v celém rozsahu testovacích teplot nedošlo k vymezení vůle. Protože

kdyby došlo k vymezení a uložení s přesahem, tak by v uložení vznikalo napětí a deformace, které by ovlivňovaly pouzdro s ložiskem.

Maximální změna průměru čepu z nerezové oceli

$$\Delta d_{\epsilon O} = d_{\epsilon O} \cdot \gamma_O \cdot \Delta T = 30 \cdot 17,3 \cdot 50 = 25,95 \mu m$$

Maximální změna průměru díry pouzdra z titanové slitiny

$$\Delta d_{pT} = d_{pT} \cdot \gamma_T \cdot \Delta T = 30 \cdot 8,6 \cdot 50 = 12,9 \mu m$$

Maximální změna průměru díry pouzdra z duralové slitiny

$$\Delta d_{pD} = d_{pD} \cdot \gamma_D \cdot \Delta T = 30 \cdot 23,5 \cdot 50 = 35,25 \mu m$$

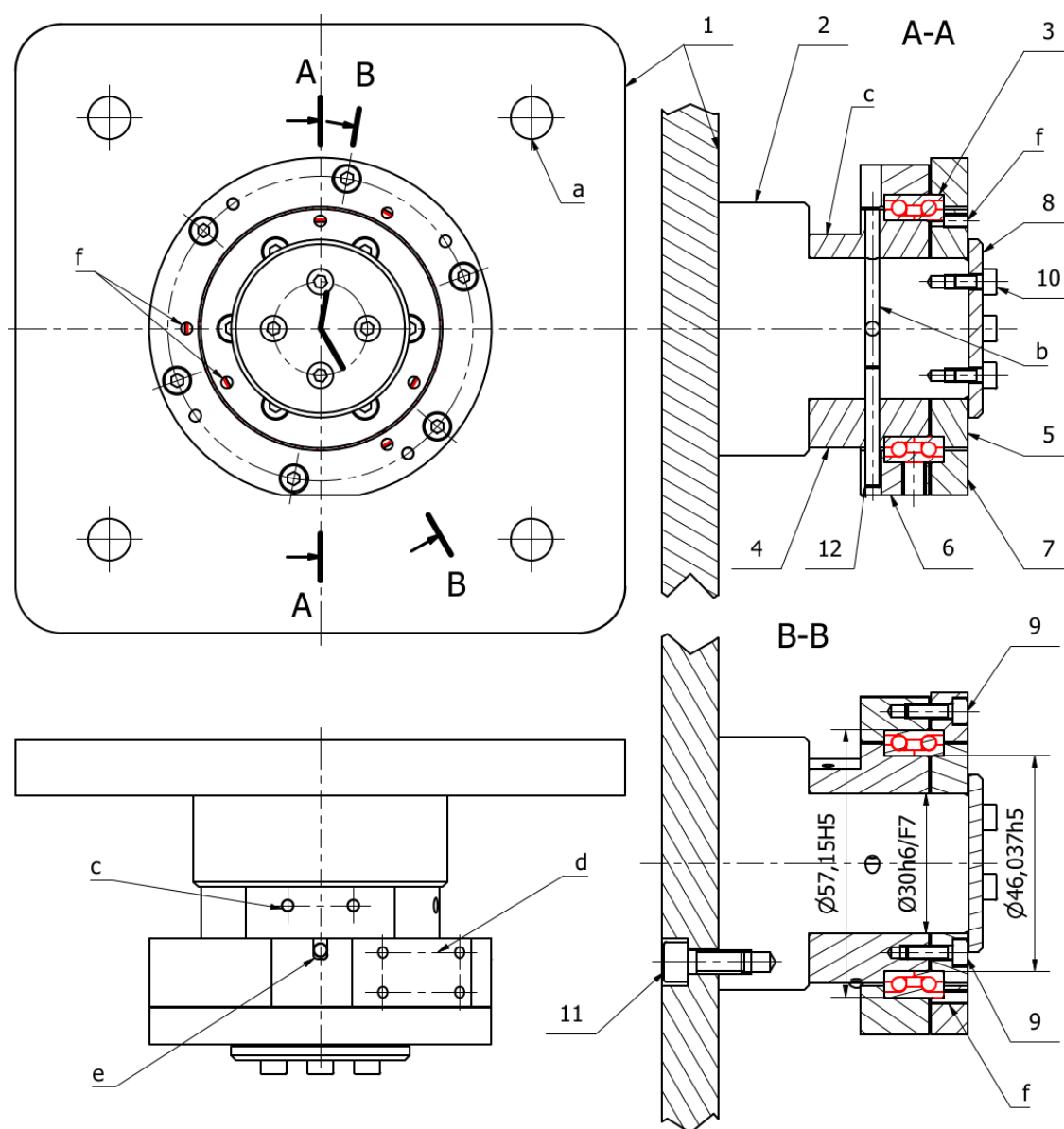
Potřebná minimální vůle, která je dána největším rozdílem změny průměru součástí

$$v_{min} = \Delta d_{\epsilon O} - \Delta d_{pT} = 25,95 - 12,9 = 13,05 \mu m$$

Kde Δd je změna rozměru součásti v mm, d je průměr součásti v mm, γ je součinitel teplotní roztažnosti v $\mu m/m \text{ } ^\circ C$ a ΔT je změna teploty v $^\circ C$. Index ϵO je pro čep z nerezové oceli, pT je pro pouzdro z titanové slitiny a pD je pro pouzdro z duralové slitiny.

Minimální vůle byla dále zvětšena vlivem geometrických tolerancí s dolní mezní tolerancí 20 μm .

Uložení ložiska bylo tvořeno čtyřmi pouzdry, mezi nimiž bylo uchyceno testované ložisko. Jednalo se o dvě vnitřní pouzdra – levé (4) a pravé (5), a o dvě vnější pouzdra, také levé (6) a pravé (7). Ložisko bylo namontováno s přechodným uložením s tolerancí hřídele vnitřního pouzdra Ø46,037 h5. Vnější kroužky ložiska byly uloženy s vůlí do díry vnějšího pouzdra Ø57,15 H5. Pro demontáž ložiska bylo v každém pouzdru po jeho obvodu zhotovena trojice děr se závitem (f). Postupným zašroubování šroubů se ložisko bezpečně demontovalo z pouzder. Díry v levém vnitřním a vnějším pouzdru zároveň sloužily jako otvory pro termočlánky pro monitorování teploty vnitřního a vnějšího kroužku ložiska. Obě dvojice vnitřních a vnějších pouzder byla k sobě připevněna šesti šrouby s vnitřním šestihranem M3x10 DIN 912 (9). Vnitřní pouzdro zároveň sloužilo k vyvození předpětí vnitřních kroužků ložiska. Podle různé velikosti utahovacího momentu šroubů se dosáhlo různého předpětí ložiska. Dle literatury je vhodné ložisko předeprnout až desetinasobkem psaného předpětí. Proběhly výpočty a kontrola všech namáhaných šroubů během zatěžování. Uložení bylo zajištěno proti axiálnímu posunutí axiální diskem (8) přišroubovaným k čelu čepu šrouby M3x6 DIN 912 (10). Axiální disk byl vyroben z nerezové oceli AISI304.



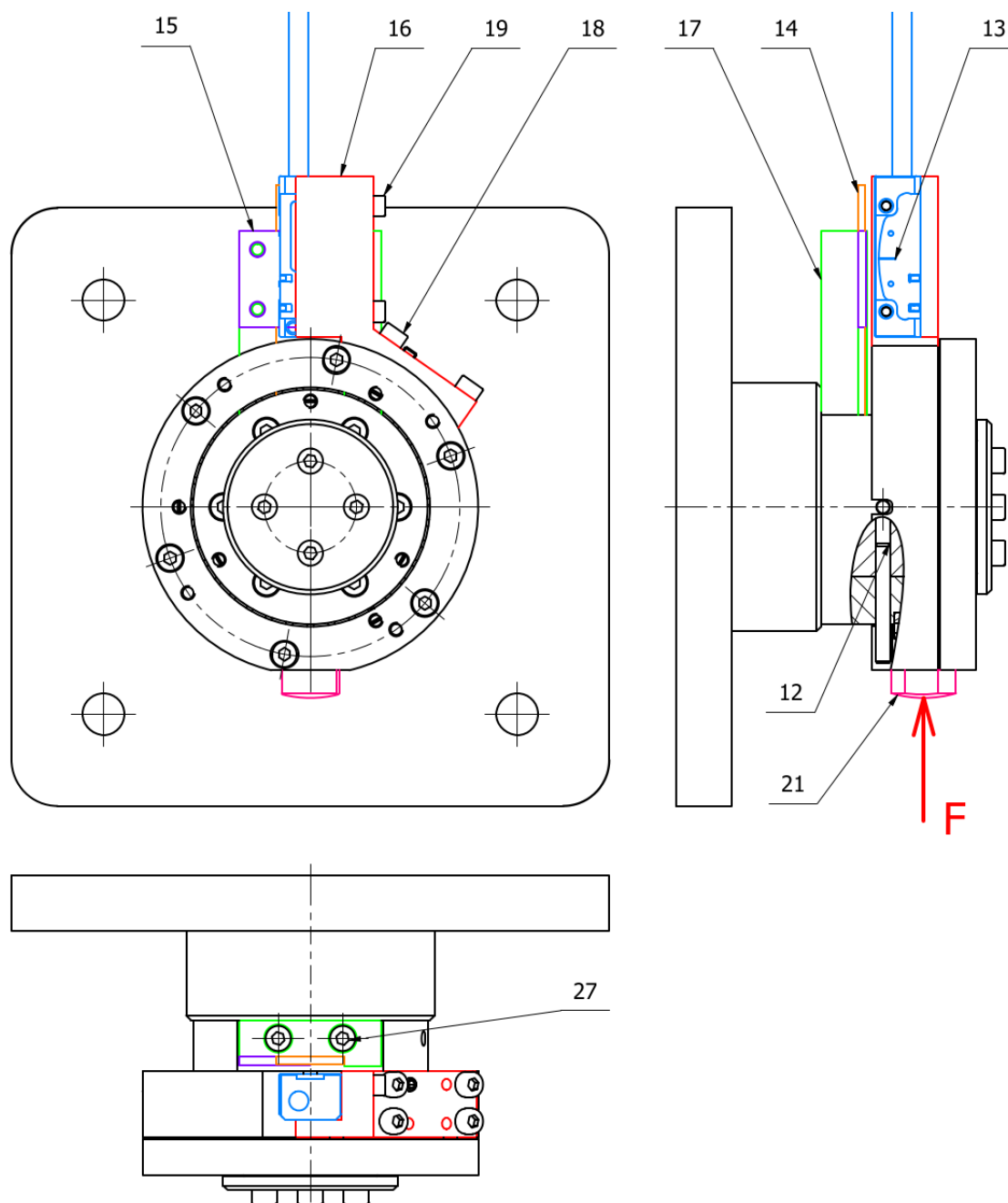
Obr. 4-31 Výchozí uložení ložiska

Protože mezi vnitřním pouzdrům a čepem byla vůle, bylo nutné umístit snímač na vnitřní nebo vnější pouzdro a snímanou plochu na opačné pouzdro. Pomocí tohoto uspořádání se měřila pouze deformace kroužků vůči sobě. Měřená deformace tak neobsahovala vůli mezi čepem a vnitřním pouzdrům, která by způsobila rozdílné výsledky. Na vnitřním levém pouzdru (4) byla vyfrézována plocha a na ní se zhotovily díry se závity (c) pro připevnění držáku stupnice. Držák snímače deformace byl pomocí šroubů uchycen k ploše (d) na vnějším levém pouzdru (6).

Vnitřní a vnější pouzdra s ložiskem se mohla mezi sebou navzájem otáčet. Také vůle mezi čepem a vnitřním pouzdrům umožňovala této dvojici se mezi sebou otáčet. To byl ale nežádoucí stav, protože enkodér se stupnicí musely být vůči sobě v co nejpřesnější poloze. Jiný pohyb snímače proti stupnici než posuv ve směru deformace, byl nežádoucí. I mírné natočení by způsobilo špatné čtení posuvu enkodéru. Aby k tomuto jevu

nedocházelo, vystružily se skrz čep (2) a levé vnitřní pouzdro (4) díry pro kolík (b). Vnější levé pouzdro (6) mělo pro tyto kolíky zhotovené drážky (e). Část kolíku (12), která nebyla nalisována do čepu byla před nalisováním obroušena, tak aby byla zajištěna vůle mezi kolíkem a vnitřním a vnějším pouzdem. Jinak by totiž kolík bránil posunutí vnitřního a vnějšího pouzdra vůči sobě.

Radiální zatížení

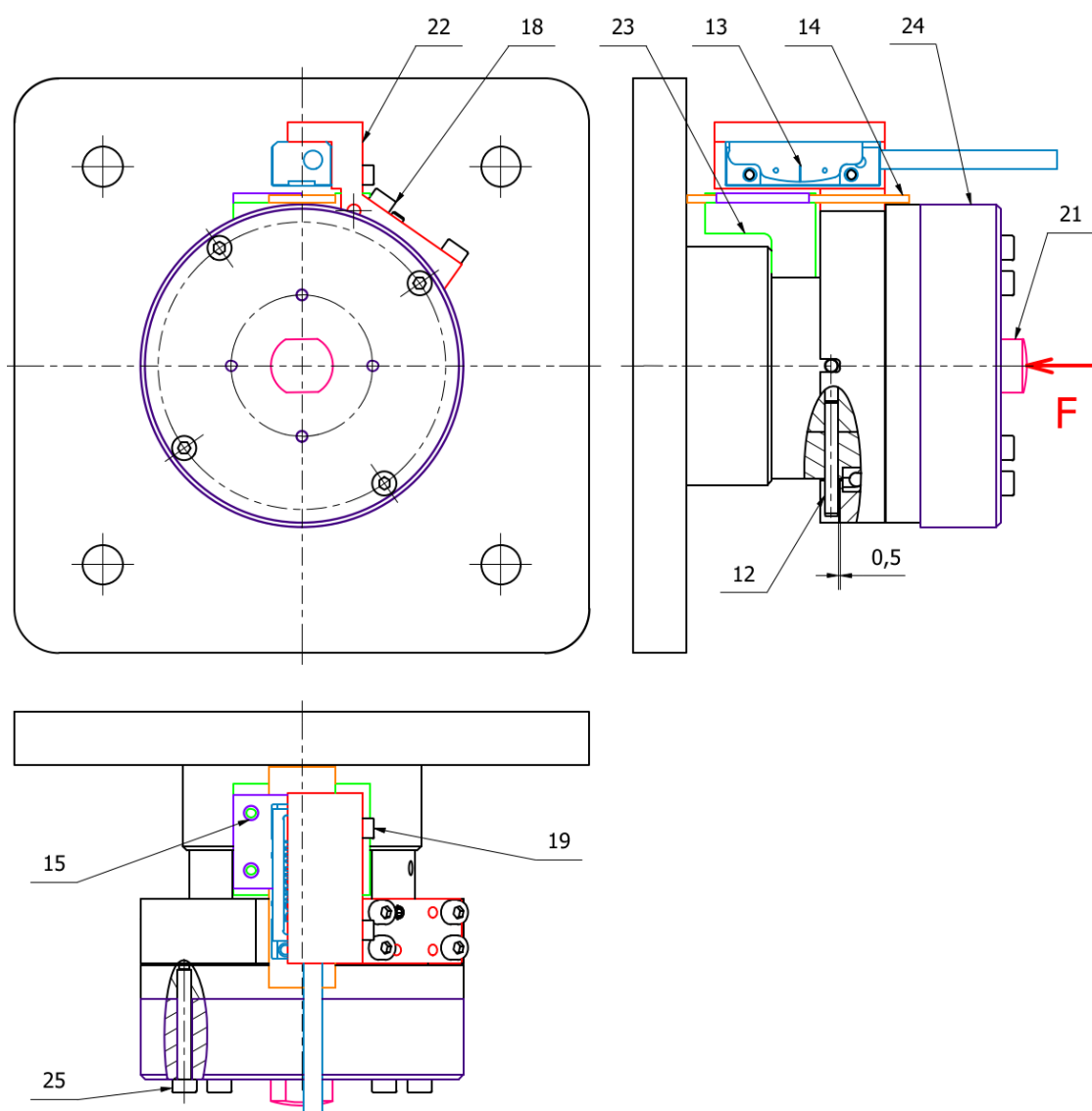


Obr. 4-32 Uložení ložiska pro radiální zatížení

Při radiálním zatížení se na plochu (Obr. 4-31, c) vnitřního levého pouzdra (Obr. 4-31,4) dvěma šrouby M3x12 DIN 912 (Obr. 4-32, 27) připevnil radiální držák stupnice (17)

z materiálu AISI 304. K tomuto držáku se pomocí pevné svorky (15) uchytila stupnice RELM 20 (14). Čtyřmi šrouby M3x10 DIN 912 (18) se upevnil z AISI 304 radiální držák enkodéru (16) k vyfrézované ploše (d) vnějšího levého kroužku (6). Enkodér TONiC (13) byl dvěma šrouby M2,5x16 DIN 912 přitáhnut k držáku enkodéru (16). Síla z pružného členu se přenášela pomocí kulového zátěžného prvku (21) na uložení. Zátěžný prvek byl našroubován k vnějšímu levému pouzdru (6) tak, aby síla působila v ose ložiska a zatěžovala obě řady kuliček rovnoměrně. Kolík (12) byl ve vertikální díře čepu a levých pouzder, takže během zatěžování nedošlo k jeho namáhání na střih a dovolil pohyb vnějšího pouzdra vůči vnitřnímu ve směru zatížení.

Axiální zatížení



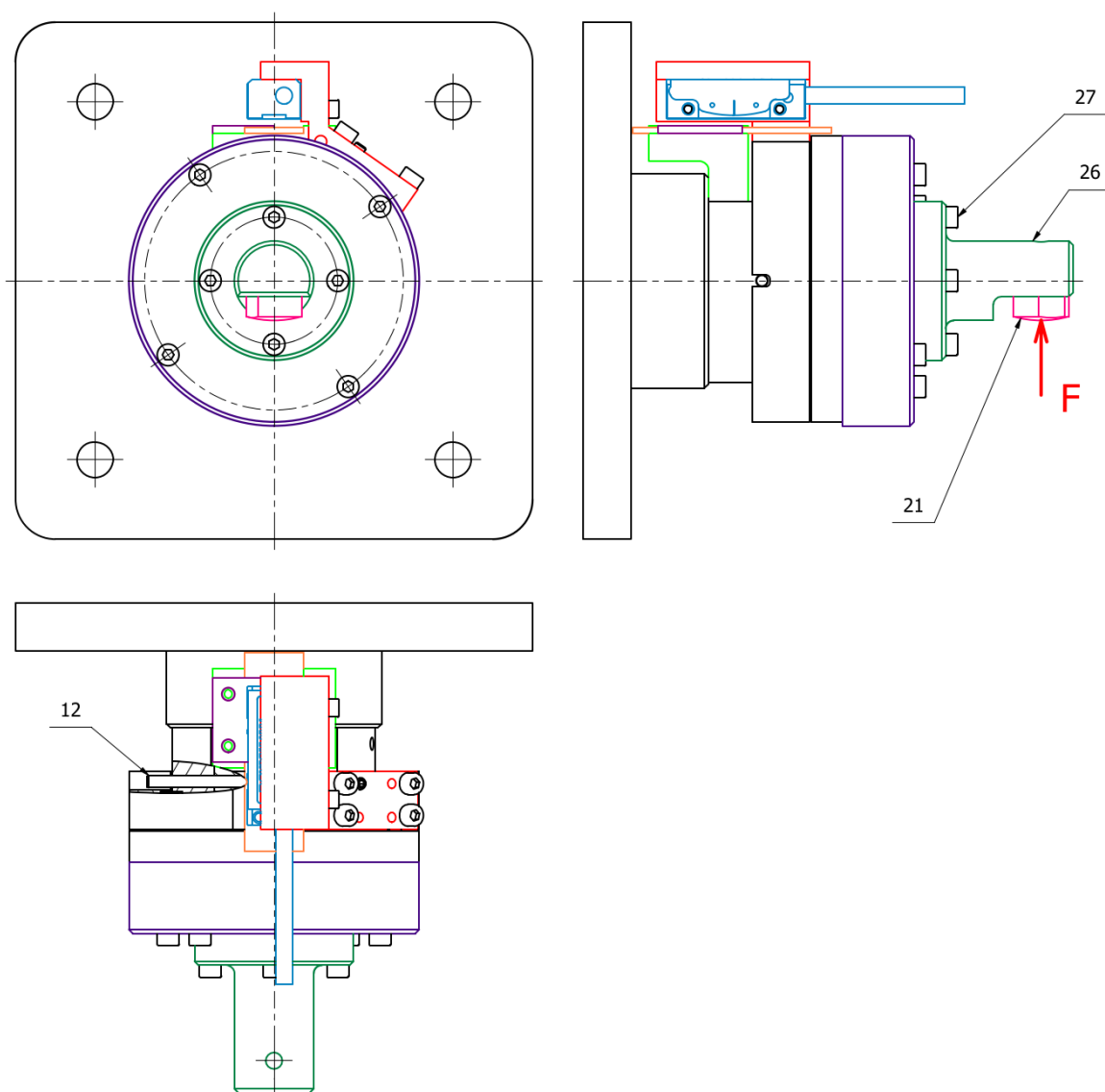
Obr. 4-33 Uložení ložiska pro axiální zatížení

U axiálního zatížení byl umístěn i upevněn držák stupnice a enkodéru stejně jako v radiálním případě, jenom držáky měly jiný tvar. Došlo k výměně držáku stupnice radiální za axiální

(Obr. 4-33,23) a z radiálního držáku snímače za axiální držák snímače (22). Oba axiální držáky měly stejný materiál jako radiální držáky (AISI 304) a byly upevněny stejnými typy a počtem šroubů jako radiální. Pro přenos sil z pružného člene se kulový zátěžný prvek (21) přeshrouboval do středu zátěžné axiální příruby (24). Ta se čtyřmi šrouby M3x25 DIN 912 (25) přichytila do závitů vnějšího pravého kroužku (5) a zatěžovala rovnoměrně celou pravou řadu kuliček ložiska. Axiální vůle 0,5 mm mezi kolíkem (12) a drážkou (e) zatíženého vnějšího levého pouzdra (6) dostatečně umožňovala pouzdru se v tomto směru deformovat, aniž by došlo k jejich doteku.

Momentové zatížení

V případě momentového zatížení se k zátěžné axiální přírubě (Obr. 4-33,24) přishroubovalo čtyřmi šrouby M3x12 DIN 912 (27) zátěžné momentové rameno (26). K němu se do závitů přeshrouboval kulový zátěžný prvek (21). Výsledný úhel natočení ložiska se získal jako tangenta axiální deformace ložiska.



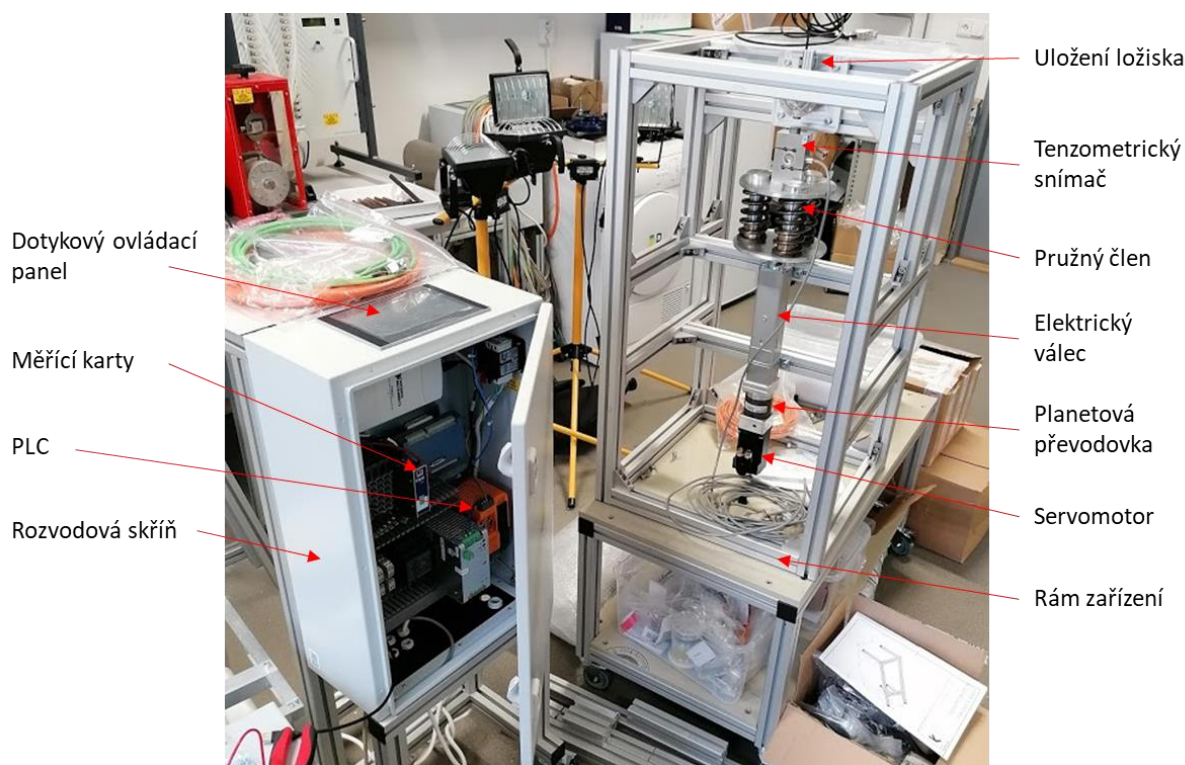
Obr. 4-34 Uložení ložiska pro momentové zatížení

4.7.5 Rám zařízení

Rám zařízení sloužil pro uchycení zátěžného mechanismu a uložení ložiska. Protože docházelo ke změně typu zatížení, musí se změnit poloha a pozice uložení ložiska nebo zatěžovacího mechanismu s pružným členem. Jelikož zátěžný mechanismus byl oproti uložení ložiska podstatně větší a těžší, a navíc se muselo při změně zatížení měnit držáky enkodéru a stupnice, bylo lepší měnit pozici a polohu uložení s ložiskem a zátěžný mechanismus nechat pevný. Rám se zvolil z konstrukčních hliníkových profilů, který umožňoval rozebíratelnost a opětovné použití prvků systému. Toho se využilo při změně pozice uložení během různých zatěžování. Další výhodou byla nízká hmotnost, dobrá tuhost profilů, snadné spojení profilů bez nutnosti třískového obrábění nebo svařování. Nevýhodou mohla být dražší cena profilů, která byla ale na druhou stranu kompenzována levnou montáží a opětovným použitím profilů. Aby byl rám dostatečně tuhý, zvolil se hliníkový profil 40x40 – 104040, tyto profily dodala firma Alutec KK s.r.o. Profily byly ze slitiny hliníku EN AW 6063 T6. Spoje profilů byly realizovány pomocí úhelníků, které byly upevněny šrouby M8 a maticemi v drážkách profilů. Kontrola deformací a napětí rámu proběhly pomocí MKP analýzy v ANSYS Workbench. Podrobnější popis je v příloze.

4.8 Sestavení zařízení a ověření funkčnosti

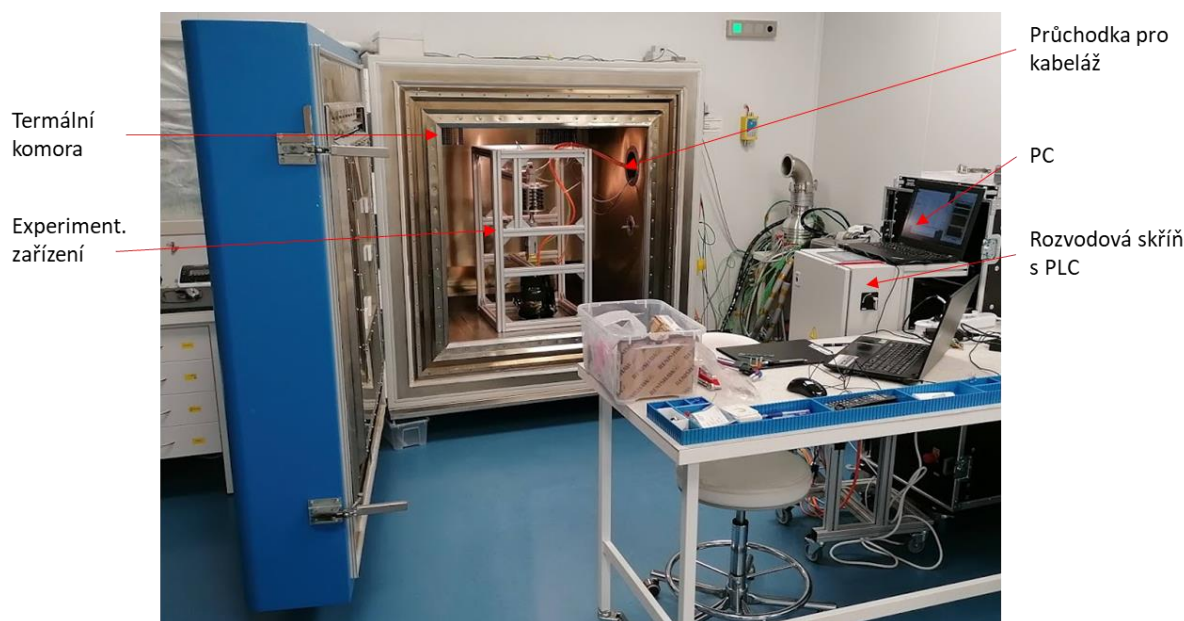
Montáž a zprovoznění experimentálního zařízení byly provedeny v laboratoři Ústavu konstruování. Jako první byl složen rám z hliníkových konstrukčních profilů, které byly spojeny pomocí fixačních úhelníků, šroubů a matic umístěných v drážkách profilů. Poté proběhla montáž zatěžovacího mechanismu, tedy servomotoru, planetové převodovky, adaptivní příruby a elektrického válce. Kompletní mechanismus se posléze připevnil k rámu zařízení. V dílně Ústavu konstruování byly hydraulickým lisem nalisovány vodící čepy a kluzná pouzdra do disků pružného členu. Sestavený člen s pružinami a čepy zajištěnými závlačkami se pomocí matice přišrouboval k pístní tyči elektrického válce. Nakonec proběhla zkušební montáž samotného uložení s duralovým kroužkem, který nahrazoval skutečné ložisko. Neboť s testovaným ložiskem se nemohlo manipulovat v prašných prostorech. Podrobný popis postupu montáže pro jednotlivé typy zatěžování je v příloze. Na elektrický válec byly v minimální a maximální poloze vysunutí uchyceny magnetické snímače polohy k detekci a zastavení servomotoru v případě překročení těchto poloh. Snímače síly, teploty, deformace a polohy byly zapojeny odborným pracovníkem z Ústavu konstruování do vhodných měřících karet v rozvodové skříni. Nakonec bylo programátorem zprovozněno PLC a odzkoušen provoz servomotor a elektrického válce. Do programu byl zadán koeficient pro převod otáček servomotoru na posuv válce. Následovala kalibrace snímačů síly, teploty a enkodéru. Sestavené zařízení a popis hlavních částí je na Obr. 4-35.



Obr. 4-35 Sestavené experimentální zařízení v laboratoři ÚK

4.9 Realizace experimentu

Po ověření funkčnosti bylo zařízení převezeno do firmy Frentech aerospace s.r.o. v Brně Maloměřicích. Tato firma se zabývá výrobou, hlavně obráběním součástí do leteckého, vesmírného a obranného průmyslu. Firma je vybavena čistými prostory tzv. clean room, ve kterých se provádí testování a montáže vesmírných součástí. Čisté prostory jsou rozděleny do několika částí a jejich technické parametry jsou ve shodě s požadavky normy EN ISO 14644. V těchto prostorech je umístěna termální testovací komora Angelantoni pro provádění termálních cyklických testů. V této komoře lze provádět testy s řízenou vlhkostí prostředí v rozsahu teplot $+200^{\circ}\text{C}$ až -180°C . Lze ovšem testovat i ve vakuu, a to v rozmezí $+150^{\circ}\text{C}$ až -170°C [56]. Po očištění bylo experimentální zařízení umístěno do termální komory (Obr. 4-36). Kabeláž servomotoru a snímačů byla vyvedena skrz průchodku z pece a spojena konektory k PLC. Průchodka byla vyplněna molitanem a zalepena fólií pro minimalizaci odvodu tepla z komory. Řízení zatížení ložiska probíhalo ovládáním vysunutí válce pomocí dotykového panelu PLC. Byly dvě možnosti ovládání vysunutí válce. Buď šlo ručně řídit vysunutí válce o 1 nebo 0,1 mm nebo přímo zadat pozici, do které válec vyjede. Druhou možností bylo zadání skriptu. Zde se zadali požadované pozice (absolutní, relativní) válce a doba vysunutí, případně prodleva mezi kroky. Byl použit skript, který se podle potřeby pozměnil.



Obr. 4-36 Termální komora s experimentálním zařízením v tzv. clean roomu

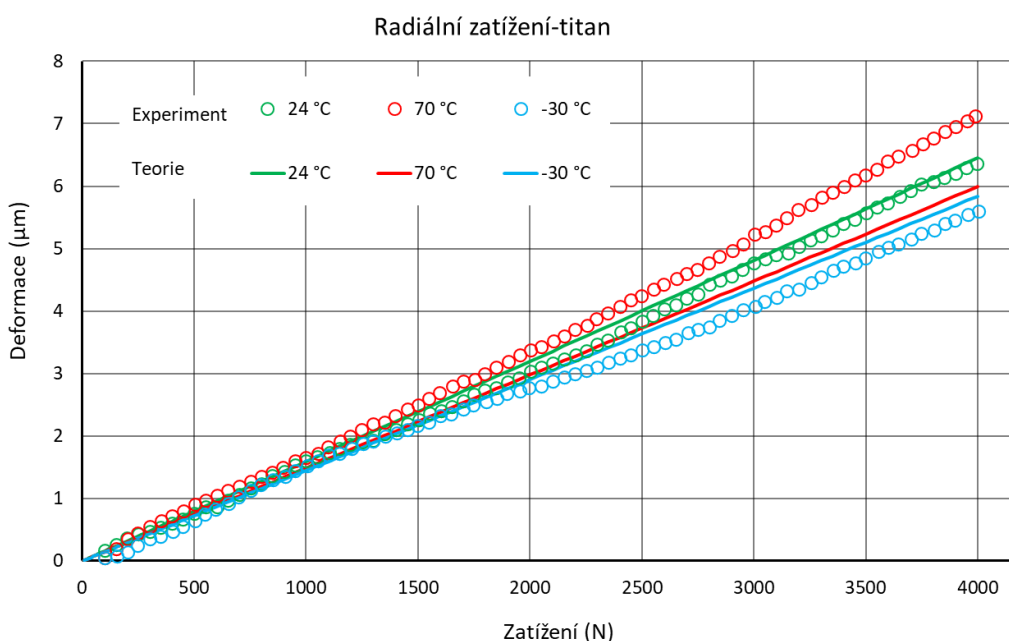
Měřeny byly tři typy zatížení ložiska - radiální, axiální a momentové. Každé zatížení bylo testováno při pokojové teplotě, 70 a při $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Testy byly provedeny pro titanové a duralové pouzdro. Celkově tedy proběhlo 18 samostatných měření. Podrobný plán experimentu s postupem montáže/demontáže pro jednotlivá zatížení, teploty a materiály pouzder je sepsán v příloze. Nyní je zde krátce nastíněn průběh postupu prvního měření. Zbýlá měření jsou ovšem dost podobná. První testování proběhlo pro ložisko v titanovém pouzdře s radiálním zatížením. Rám i uložení bylo nutné nakonfigurovat pro radiální testování (viz 4.7.4 Radiální zatížení). Nejdříve proběhlo testování při pokojové teplotě. Na dotykovém panelu PLC byl spuštěn skript se zatížením ložiska do 4 000 N a následné odtížení s rychlostí pohybu válce nižší než 1 mm/s. Naměřená data sil, deformací a teplot byly nahrány v programu Labview s frekvencí záznamu 20 Hz. Celé měření bylo 5krát opakováno. Po měření při pokojové teplotě se spustil ohřev termální komory na $70 (\pm 1)\text{ }^{\circ}\text{C}$. Testování začalo až po vyrovnání teplot obou kroužků ložiska, aby se teplota mezi nimi nelišila více než o $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Opět proběhlo 5krát zatížení a zaznamenání dat. Před testováním pro $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ došlo v komoře ke snížení relativní vlhkosti vzduchu pod 10 %. Poté došlo ke zchlazení na $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ a opět se čekalo na vyrovnání teplot obou kroužků. Poté proběhlo testování a následný ohřev na pokojovou teplotu. Zařízení se vytáhlo z komory a rám s uložení se upravily podle dalšího typ testu a opět proběhl proces testování.

Výstupem z naměřených dat byl textový soubor, který obsahoval hodnoty síly, deformace, teploty vnitřního a vnějšího kroužku. Zapsaná data byla manuálně zpracována v programu Excel, ve kterém jsou data vyhodnocena. Kvůli hysterezi při odlehčování uložení došlo k naměření větších deformací než při zatěžování. Proto se vyhodnotila data při zatížení uložení. Z 5 měření byl vypočten aritmetický průměr a vyneseno do grafu.

5 VÝSLEDKY

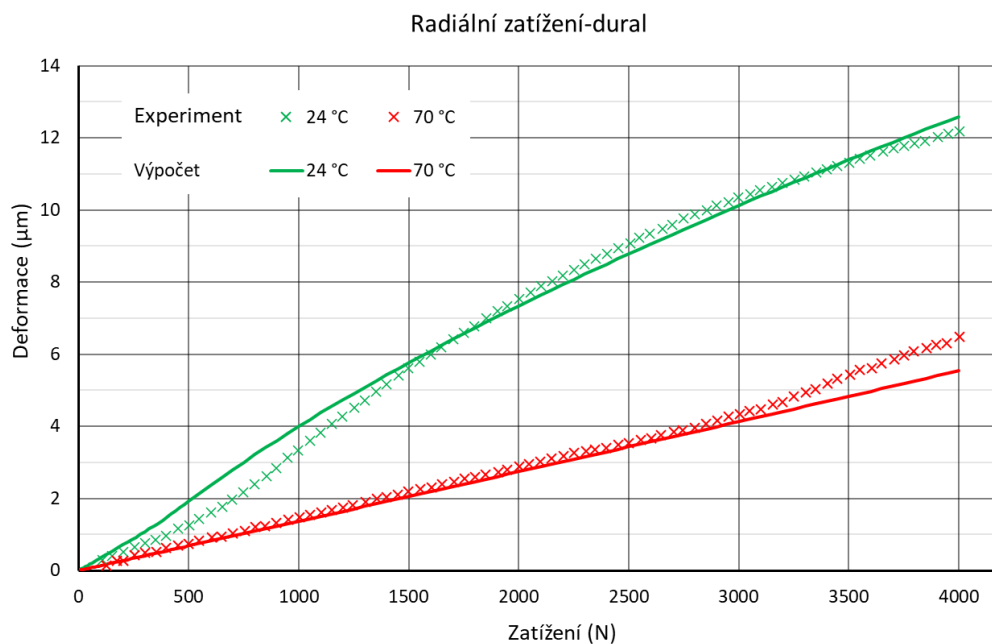
V následujících grafech jsou zobrazeny a porovnány hodnoty experimentu a teoretického modelu, který byl získán ze softwaru Romax. Pro každý typ zatížení a materiál pouzdra byl zhotoven graf se závislostí deformace na zatížení pro teploty 24, 70 a -30 °C. Výsledky z experimentu byly vytvořeny aritmetickým průměrem pěti měření. Protože byl v citlivostní analýze zjištěn vliv uložení ložiska na tuhosti, jsou v grafech teoretické výsledky ložiska s uložením s nulovou vůlí obou kroužků. V grafech jsou teoretické výpočty zobrazeny plnou čarou a experimenty značkami pro jednotlivé teploty.

5.1 Radiální zatížení



Obr. 5-1 Graf radiální zatížení-deformace ložiska s titanovým pouzdem

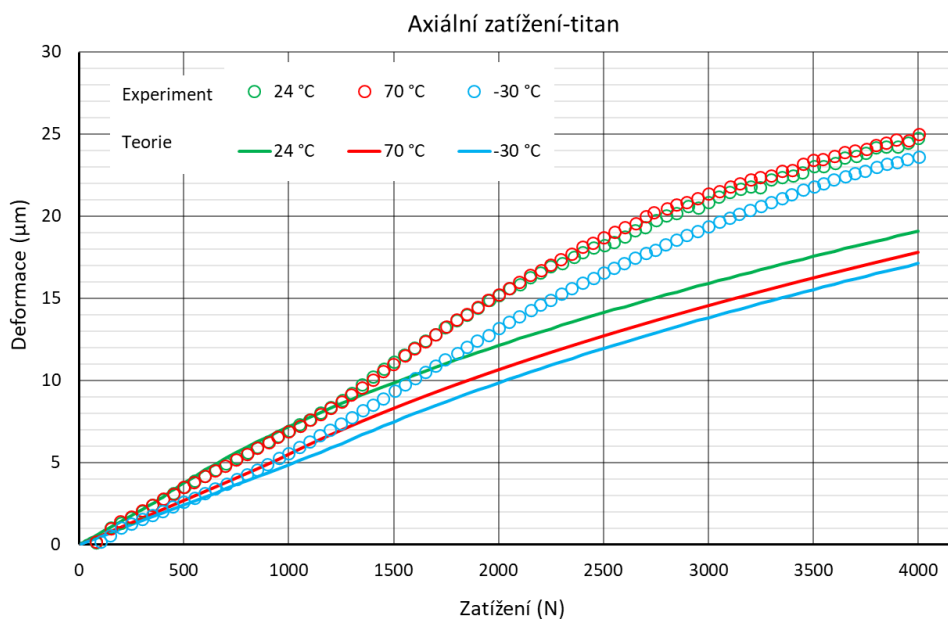
Na grafu (Obr. 5-1) jsou ukázány výsledky s radiálním zatížením titanového pouzdra. Můžeme vidět téměř lineární průběh deformace na zatížení, který odpovídá charakteru ložiska s velkým předpětím. Naměřená data pro teploty -30 a 24 °C jsou velmi blízko teoretickým modelům. Nejmenší deformace se dosáhlo podle predikce při -30 °C. U zatížení při teplotě 70 °C dochází s rostoucím zatížením k větším deformacím než dle modelu, přitom by naměřené hodnoty měly být menší než deformace při pokojové teplotě.



Obr. 5-2 Graf radiální zatížení-deformace ložiska s duralovým pouzdrém

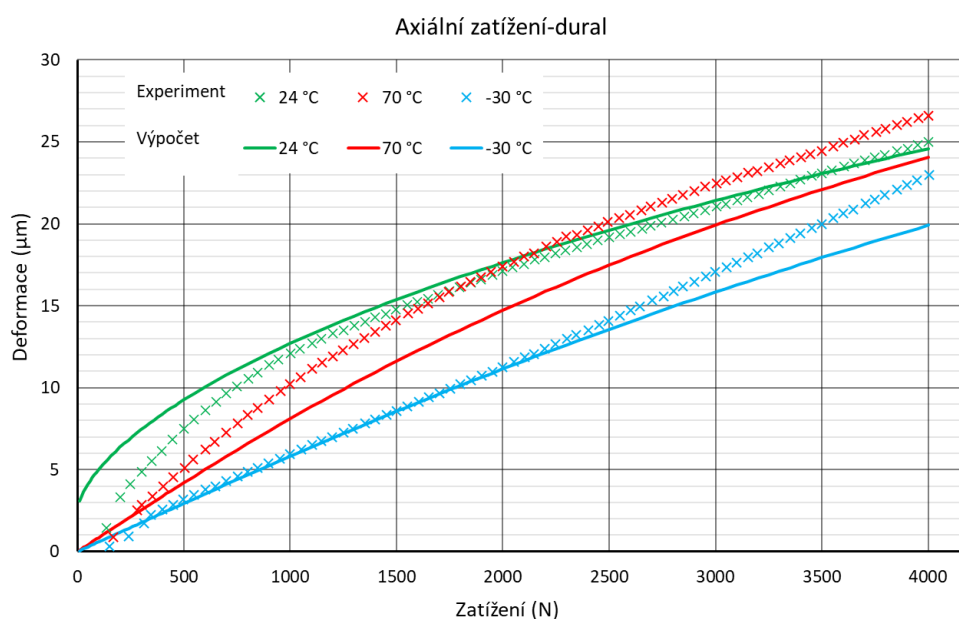
U radiálního zatížení s duralovým pouzdrém se nepodařilo správně naměřit zatížení při -30 °C , a proto zde není ukázáno. Na výše zobrazeném grafu, lze pozorovat odlišné průběhy a velikost deformace oproti titanovému pouzdru. Rozdíl deformací vlivem teploty je u duralového pouzdra, jak lze očekávat, mnohem větší než u titanového. U experimentu při 24 °C má deformační křivka tvar a průběh jako ložisko s malou velikostí předpětí. Ze začátku má deformace lineární průběh a po překročení hranice předpětí dochází k nárustu deformace a typickému průběhu. Při teplotě 70 °C došlo k velmi dobré shodě s teoretickým výpočtem, a to až do $3\,000\text{ N}$. Od této hranice dochází k postupnému odklonění od výpočtu.

5.2 Axiální zatížení



Obr. 5-3 Graf axiální zatížení-deformace ložiska s titanovým pouzdem

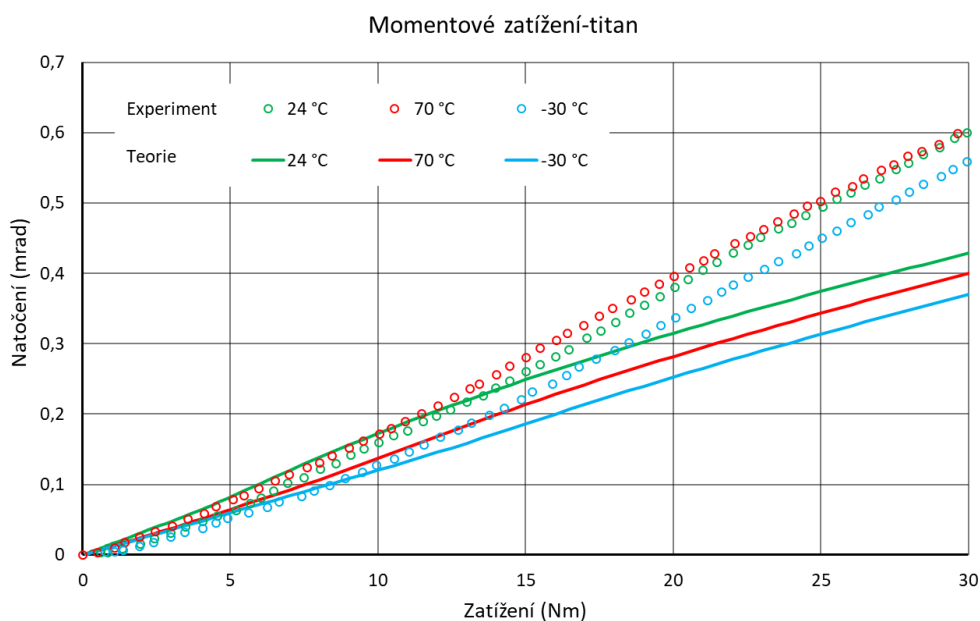
Závislost axiálního zatížení na deformaci pro titanové pouzdro je zobrazena na grafu Obr. 5-4Obr. 5-3. Experimentální data mají pro všechny teploty podobný průběh, akorát jsou od sebe odsazena. Od počátku zatížení má deformace lineární průběh až přibližně do 1 300 N, kde dochází k většímu nárůstu deformace oproti predikovanému modelu. Naměřené hodnoty pro 24 a 70 °C jsou téměř shodné. Nejmenší deformace bylo dosaženo jak v teorii, tak i v experimentu při teplotě -30°C.



Obr. 5-4 Graf axiální zatížení-deformace ložiska s duralovým pouzdem

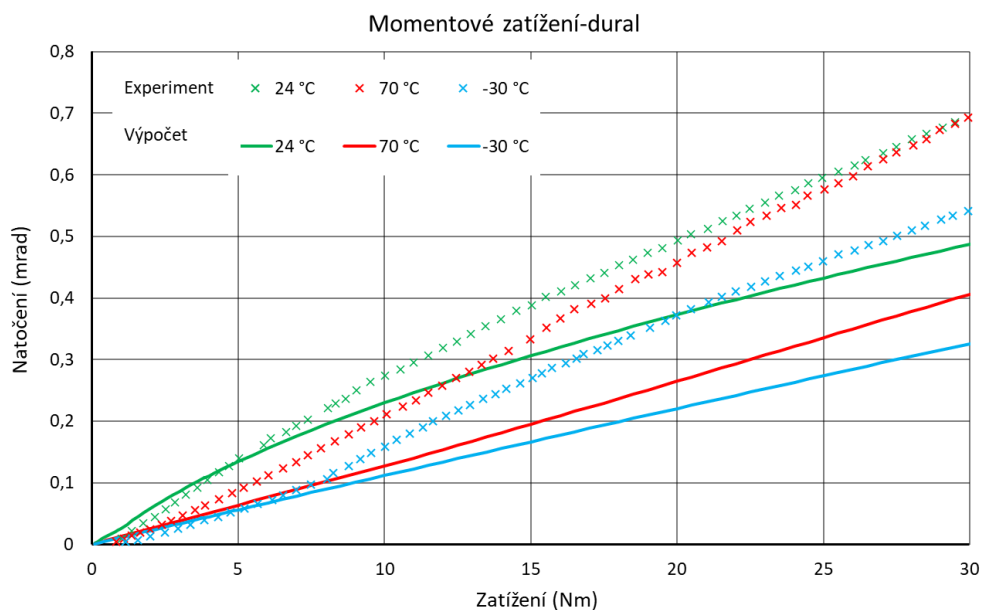
Z grafu (Obr. 5-4) lze vypožorovat, že axiálním zatížením duralového pouzdra při 24 °C má průběh a velikost deformace odpovídají ložisku bez předpětí a odpovídá i teoretickému modelu. Tato skutečnost se projevila i u zbylých zatíženích při 70 °C a -30 °C, kdy se ložisko opět chovalo jako bez předpětí. U experimentu při -30 °C měla oproti zbylým deformace téměř lineární průběh. Většina naměřených dat měla větší deformaci při maximálním zatížení oproti predikované deformaci.

5.3 Momentové zatížení



Obr. 5-5 Graf zatížení-natočení ložiska s titanovým pouzdem

U momentového zatížení je oproti předešlým zatížením na ose x zobrazeno zatížení ložiska v Nm a na ose y natočení v mrad. Všechny měření s titanovým pouzdem vykazovaly zhruba od poloviny aplikovaného zatížení odklon od teoretického výpočtu. Stejně jako u zbylých typů zatěžování se nejmenší deformace, v tomto případě natočení, dosáhlo při -30 °C. Pokojová teplota i 70 °C mají opět velmi podobný průběh i velikosti natočení jako při ostatním zatěžování titanového pouzdra.

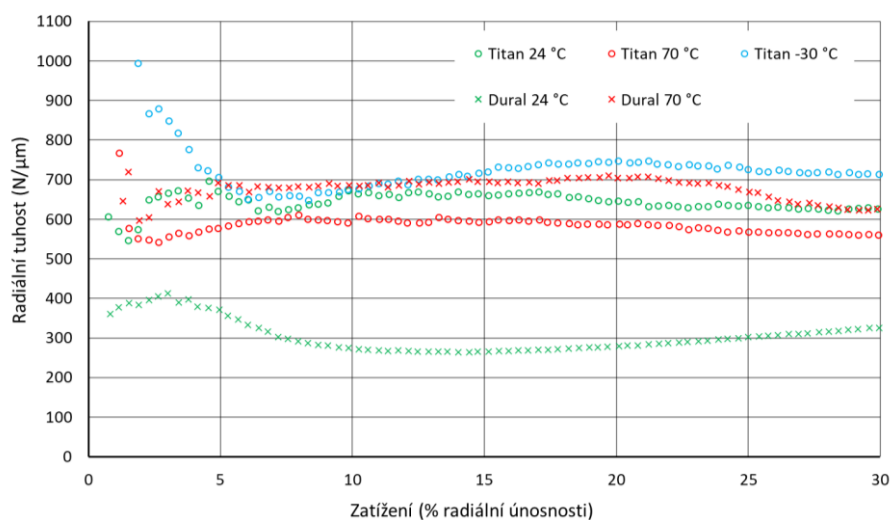


Obr. 5-6 Graf zatížení-natočení ložiska s titanovým pouzdrém

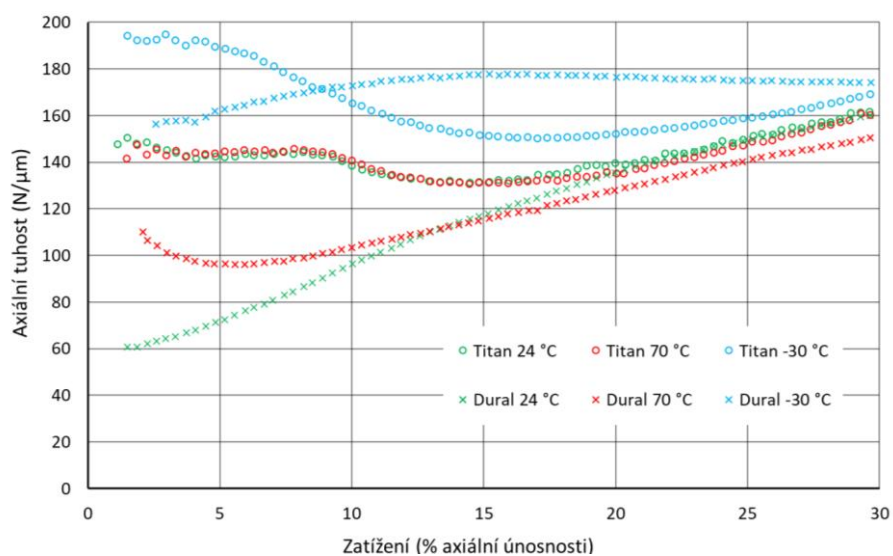
Poslední graf (Obr. 5-6) v této kapitole zobrazuje momentové zatížení s duralovým pouzdrém. U měření došlo k podobnému, jen dřívějšímu odchýlení od teoretického modelu jako u titanového pouzdra. V první polovině bylo naměřeno větší natočení při 24 °C oproti 70 °C, s rostoucím zatížením ale došlo k vyrovnaní hodnot. V teoretickém modelu je natočení při pokojové teplotě největší. Nejmenší natočení byly jak změřeny, tak i predikovány pro -30 °C.

5.4 Tuhost ložiska

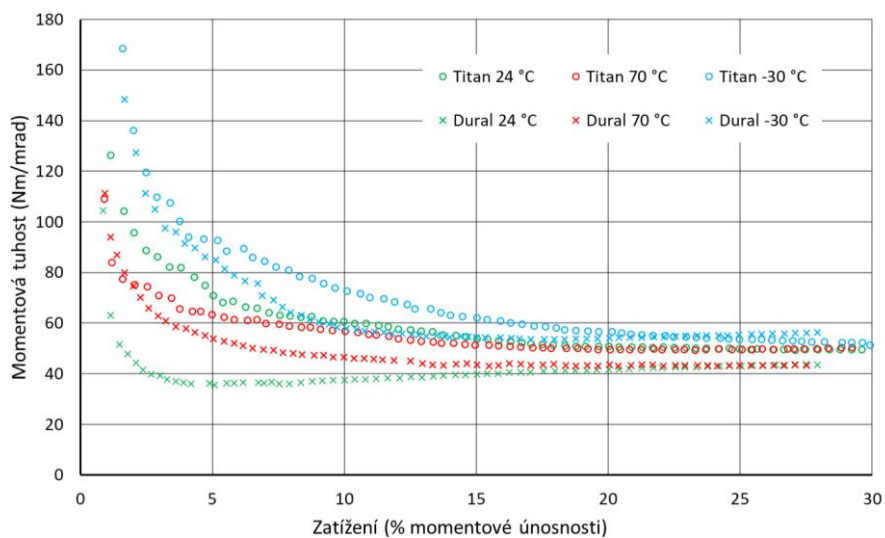
Tuhost má nelineární charakteristiku, proto je počítána jako derivace síly podle deformace. To znamená, že pro zjištění konkrétní hodnoty v daném bodě je nutné spočítat numerickou derivaci síly a deformace. Jenže z důvodů nízkého rozlišení enkodéru a nepřesnosti tenzometrického snímače bylo v tomto případě obtížné stanovit odpovídající tuhost. I při kroku 50 N docházelo ke skokovým změnám tuhosti vzniklé nedokonalým měřením. Proto se tuhost v následujících grafech udává jako celkové zatížení a způsobená deformace, i když by ve skutečnosti mělo jít o derivaci síly podle deformace.



Obr. 5-7 Graf závislosti radiální tuhosti na zatížení



Obr. 5-8 Graf závislosti axiální tuhosti na zatížení



Obr. 5-9 Graf momentové tuhosti na zatížení

6 DISKUZE

V průběhu řešení práce bylo navrženo a zkonstruováno experimentální zařízení pro zjištění tuhosti, se kterým byly provedeny testy ložiska v uložení v relevantních podmínkách. Experimentální hodnoty byly zhodnoceny s teoretickým modelem, který byl dělán v komerčním softwaru Romax.

6.1 Teoretický výpočet

Tuhost ložiska lze získat různými způsoby, existuje spousta studií zabývajících se tuhostí pro různé stavy a podmínky ložiska. Kromě nezbytného experimentálního zjištění, byl v práci proveden teoretický výpočet pomocí softwaru od firmy Romax. Tento software na rozdíl od studií umožnil brát v potaz vliv teploty, teplotní roztažnosti součástí a tuhosti ostatních komponent sestavy. Zahrnutí všech těchto vlivů do numerického výpočtu by bylo téměř nemožné. Na základě rešeršní části práce proběhla v softwaru citlivostní analýza na vybrané parametry. V analýze se zjišťovaly vlivy předpětí, vnitřní vůle ložiska, uložení, teploty a konformity na tuhosti ložiska. Software umožňuje měnit i další parametry, které více či méně ovlivňují tuhost, jedná se třeba o konformitu kroužků, modul pružnosti použitých materiálů, součinitel teplotní roztažnosti a další. Při analýze předpětí ovšem nastal problém, kdy software špatně vyhodnocoval simulace se zadáním předpětí jako působící síly. Proto byl v jiném softwaru zjištěn axiální montážní přesah, který vyvolá požadované předpětí. Zadáním této hodnoty jako záporné montážní axiální vůle již byly získány očekávaná chování a výsledky předpětí na tuhosti.

6.2 Experimentální zařízení

Zkonstruované a vyrobené experimentální zařízení splňuje veškeré požadavky pro měření tuhosti použitého ložiska. Zařízení bylo schopno pracovat od $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ a umožnilo vyvodit zatížení až do 5 kN. Konstrukce zařízení byla zkonstruována tak, aby umožnila pomocí úpravy rámu a uložení testovat radiální, axiální a momentové zatížení ložiska. Důležitým konstrukčním prvkem bylo uložení ložiska. To muselo být navrženo tak, aby do deformace zatíženého ložiska nevstupovala tuhost ostatních komponent sestavy. Nutné bylo přesně a vhodně změřit způsobené deformace, proto byl použit optický enkodér, který byl upevněn k deformované části uložení a ke statické části uložení byla uchycena stupnice, ze které enkodér odečítal způsobené deformace. Bylo nutné zajistit přesnou polohu mezi enkodérem a stupnicí, jinak by docházelo ke špatnému odečítání posuvu. Nevýhodou bylo poměrně velké rozlišení enkodéru, které ovlivnilo přesnost měření hlavně při malých

zatíženích. Při jednom z měření nastal vlivem špatné montáže k tzv. stick slip efekt vodících čepů a kluzných pouzder, které způsobilo trhavé zatížení uložení. Tento nežádoucí vliv byl odstraněn namazáním pouzder a správnou montáží, tak aby pružný člen a uložení byly v ose zatížení a nedocházelo k naklopení pružného člene. Během měření ovšem naskytl problém s převodníkem snímače sil, který monitoroval vyvozenou sílu pouze do 2 740 N. Jelikož se válec vysouval konstantní rychlostí a byla uvažována konstantní tuhost pružin, byla síla od této hranice dále aproximována. Bylo ovšem zjištěno, že pružiny neměli konstantní tuhost, ale že s rostoucí silou jejich tuhost rostla.

6.3 Vliv materiálu a teploty na tuhosti

U radiálního zatížení titanového pouzdra došlo k dobré shodě experimentálních výsledků s teoretickým modelem. Došlo ovšem k větší deformaci při 70 °C oproti teoretickému modelu, který byl dělán s nulovou vůlí. To mohlo být částečně způsobeno typem uložení. Dle citlivostní analýzy pro 70 °C, s rostoucí vůlí vnitřního i vnějšího kroužku roste deformace. U radiálního zatížení duralového pouzdra se nepodařilo změřit vliv teploty při -30 °C. Při této teplotě nedošlo při zatížení uložení k vrácení deformace do původní polohy. To mohlo být způsobeno kolíkem, který zamezoval otáčení kroužků. Nejpravděpodobněji došlo k většímu teplotnímu smrštění duralového kroužku a sevření kolíku v díře kroužku. Zbývá měření vykazují průběh deformace ložiska s téměř nulovým předpětím, kterého bylo nejpravděpodobněji dosaženo nedostatečným utažením šroubů během montáže. Při axiální zatížení titanového pouzdra došlo od jisté hranice k růstu deformace ložiska. Tomuto chování nejvíce odpovídá stav předpětí, kdy dochází k odtížení řady kuliček a snížení tuhosti. Další průběh deformace má podobný naklopení, tedy tuhost, jako teoretický model. Nedostatečné předpětí duralového pouzdra se projevilo i u výsledků při axiálním zatěžování. Teoretický model s nulovým předpětím velmi věrohodně kopíruje naměřená data. Opět k nejmenším deformacím došlo při teplotě -30 °C, kdy naměřená data měla s rostoucím zatížením větší rozdíl oproti modelu. Toho mohlo být také způsobeno špatnou aproximací síly. Protože jak bylo psáno výše, tak tuhost pružiny s rostoucí silou také rostla. Momentové zatížení titanového i duralového kroužku vykazovaly od určité velikosti sil značné vychýlení od teoretického modelu. Ten byl ale simulován pro ideální moment, kdežto při experimentu byla síla aplikována na poměrně malém rameni. Další odchylka mohla vzniknout špatným odečítáním enkodéru, který se s rostoucí silou více naklápěl, a tak mohlo dojít ke zkreslení skutečné deformace. Důležité ale bylo, že natočení pro jednotlivé teploty odpovídali průběhu teoretického modelu. Tedy že při -30 °C dochází k nejmenšímu a při 24 °C k největšímu natočení ložiska.

Z výsledků naměřených dat lze vyvodit, že tuhost ložiska je ovlivněna materiálem uložení a jeho součinitelem teplotní roztažnosti. Dále je tuhost ovlivněna změnou teploty, a to hlavně pro materiály s větší teplotní roztažností. Vlivem změny teploty dochází ke změně velikosti předpětí, kdy s rostoucí teplotou dochází ke snížení předpětí ložiska. Výsledky z experimentálního měření jsou ve většině případů v dobré shodě s teoretickým výpočtem. Z toho plyne, že experimentální zařízení a metodologie měření jsou v souladu s teoretickými předpoklady, a měření tak poskytuje relevantní výsledky.

7 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá zjištěním tuhosti předepnutého dvouřadého ložiska s kosoúhlým stykem v relevantních podmínkách. Tuhost byla zkoumána pro ložisko v uložení ze dvou různých materiálů v rozsahu teplot od -30 do 70 °C. Určení tuhosti proběhlo dvěma způsoby, a to teoretickým výpočtem a experimentálním měřením. Teoretický výpočet byl proveden v komerčním softwaru od firmy Romax. Ve stejném softwaru byla dělána i citlivostní analýza. K zjištění experimentálních hodnot bylo zkonstruováno a vyrobeno testovací zařízení, které umožnilo zatěžovat a měřit radiální, axiální a momentovou tuhost ložiska v požadovaném rozsahu sil a teplot.

Z naměřených dat a z výsledků simulace byla zjištěna závislost tuhosti ložiska na použitém materiálu uložení a teplotě. S rostoucím rozdílem součinitele teplotní roztažnosti materiálu ložiska a uložení a s rostoucí změnou teploty, dochází k růstu tuhosti ložiska. Je to způsobeno stlačením vnitřního nebo vnějšího kroužku ložiska, které vede ke vzniku a růstu předpětí v ložisku. Důležitým faktorem při simulaci a montáži je velikost předpětí, které významně ovlivňuje tuhost, a to hlavně při menších zatížení. S klesající teplotou rostla hodnota předpětí a naopak. Současně došlo k ověření funkčnosti komerčního softwaru, který byl použit pro teoretický výpočet.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] GUNDUZ, Aydin a Rajendra SINGH. Stiffness matrix formulation for double row angular contact ball bearings : Analytical development and validation. *Journal of Sound and Vibration*. 2013, roč. 332, č. 22, s. 5898–5916. ISSN 0022-460X.
- [2] SKF. *Vysoce přesná ložiska*. 2015. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/368-129877/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS.pdf
- [3] NACHI. *PRECISION ROLLING BEARINGS*. 2018. Dostupné z: <http://www.nachi-fujikoshi.co.jp/eng/web/pdf/B1031E-6.pdf>
- [4] HONG, Seong Wook a Van Canh TONG. Rolling-element bearing modeling: A review. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2016, roč. 17, č. 12, s. 1729–1749. ISSN 20054602.
- [5] *You need a bearing stiffness? Which one?* / MESYS AG. [vid. 10. únor 2021]. Dostupné z: <https://www.mesys.ag/?p=2313>
- [6] EINDHOVEN, Technische Universiteit a Document VERSION. Theoretical modeling of the stiffness of angular contact ball bearings using a two DOF and a five DOF approach. 2007.
- [7] VIDEIRA, E, C LEBRETON, S D LEWIS a L GAILLARD. Design , Assembly and Preloading of Ball Bearings for Space Applications – Lessons Learned and Guidelines for Future Success. *Conference proceedings of the 15th European Space Mechanisms & Tribology Symposium*. 2013, č. September, s. 25–27.
- [8] *Design of ball bearings - GMN*. [vid. 11. únor 2021]. Dostupné z: <https://www.gmn.de/en/ball-bearings/engineering/design/>
- [9] BIAN, Wei, Zhenhua WANG, Juntang YUAN a Weiwei XU. Thermo-mechanical analysis of angular contact ball bearing †. 2016, roč. 30, č. 1, s. 297–306.
- [10] Radial ball Bearings with angular Contact in Machine Tools Radial Ball Bearings with Angular Contact in Machine Tools. 2016, č. January.
- [11] MITROVIĆ, Radivoje M., Ivana D. ATANASOVSKA, Nataša D. SOLDAT a Dejan B. MOMČILOVIĆ. Effects of operation temperature on thermal expansion and main parameters of radial ball bearings. *Thermal Science*. 2015, roč. 19, č. 5, s. 1835–1844. ISSN 03549836.
- [12] HERNOT, Xavier, M. SARTOR a J. GUILLOT. Calculation of the stiffness matrix of angular contact ball bearings by using the analytical approach. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*. 2000, roč. 122, č. 1, s. 83–90. ISSN 10500472.
- [13] LIN, Shengye. Study of the Stiffness Matrix of Preloaded Duplex Angular Contact Ball Bearings. 2019, č. January.
- [14] JONES, A. B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*. 1960, roč. 82, č. 2, s. 309–320. ISSN 1528901X.
- [15] PALMGREN, Arvid. *Ball and roller bearing engineering*. 3rd ed. Philadelphia: SKF industries, 1959.

- [16] LIM, T. C. a R. SINGH. Vibration transmission through rolling element bearings, part I: Bearing stiffness formulation. *Journal of Sound and Vibration*. 1990, roč. 139, č. 2, s. 179–199. ISSN 10958568.
- [17] ZHANG, Jinhua, Bin FANG, Jun HONG, Shaoke WAN a Yongsheng ZHU. A general model for preload calculation and stiffness analysis for combined angular contact ball bearings. *Journal of Sound and Vibration*. 2017, roč. 411, s. 435–449. ISSN 10958568.
- [18] LI, Xu, Kun YU, Hui MA, Lei CAO, Zhitao LUO, Hongfei LI a Linyang CHE. Analysis of varying contact angles and load distributions in defective angular contact ball bearing. 2018, roč. 91, č. April, s. 449–464.
- [19] KIM, Seung-wook, Kibong KANG, Kichan YOON a Dong-hoon CHOI. Design optimization of an angular contact ball bearing for the main shaft of a grinder. *MAMT*. 2016, roč. 104, s. 287–302. ISSN 0094-114X.
- [20] DE MUL, J. M., J. M. VREE a D. A. MAAS. Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in five degrees of freedom while neglecting friction—Part I: General theory and application to ball bearings. *Journal of Tribology*. 1989, roč. 111, č. 1, s. 142–148. ISSN 15288897.
- [21] GUO, Yi a Robert G. PARKER. Stiffness matrix calculation of rolling element bearings using a finite element/contact mechanics model. *Mechanism and Machine Theory*. 2012, roč. 51, s. 32–45. ISSN 0094114X.
- [22] WALFORD, T. L. H. a B. J. STONE. The Measurement of the Radial Stiffness of Rolling Element Bearings under Oscillating Conditions. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1980, roč. 22, č. 4, s. 175–181 [vid. 20. března 2020]. ISSN 0022-2542.
- [23] AINI, R., H. RAHNEJAT a R. GOHAR. A five degrees of freedom analysis of vibrations in precision spindles. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 1990, roč. 30, č. 1, s. 1–18. ISSN 08906955.
- [24] ALFARES, Mohammed A. a Abdallah A. ELSHARKAWY. Effects of axial preloading of angular contact ball bearings on the dynamics of a grinding machine spindle system. *Journal of Materials Processing Technology*. 2003, roč. 136, č. 1–3, s. 48–59. ISSN 09240136.
- [25] KANG, Yuan, Chih Ching HUANG, Chorng Shyan LIN, Ping Chen SHEN a Yeon Pun CHANG. Stiffness determination of angular-contact ball bearings by using neural network. *Tribology International*. 2006, roč. 39, č. 6, s. 461–469. ISSN 0301679X.
- [26] GUAY, Pascal a Ahmed FRIKHA. Ball Bearing Stiffness: A New Approach Offering Analytical Expressions. *European Space Mechanisms and Tribology Symposium*. 2015, roč. 2015, č. September, s. 23–25.
- [27] BASDOGAN, I. a T. J. ROYSTON. A theoretical and experimental study of the vibratory dynamics of high-precision optical positioning systems. *JVC/Journal of Vibration and Control*. 1999, roč. 5, č. 2, s. 195–216. ISSN 10775463.
- [28] SPIN, Romax. Benefi ts. 2008, roč. 86, č. 97535, s. 0–1.
- [29] MOSE, B. R., D. K. SHIN a J. H. NAM. Development of an Experimental System to Measure Stresses in a Bearing Using Photo-elasticity. *Experimental Mechanics*. 2018, roč. 58, č. 3, s. 437–447. ISSN 17412765.

- [30] TU, MINGHUI, MARIO SOSA TORRES a U L F SELLGREN. Validation and modeling of power losses of NJ406 cylindrical roller bearings. *Validering och modellering av effektförluster för NJ406 cylindriska rullager*. 2016.
- [31] ZHU, Yili, Yongchun ZHANG a Chaowu JIN. Research on the mechanical properties of a new „I” type double-decker ball bearing. *Journal of Tribology*. 2016, roč. 138, č. 2, s. 1–9. ISSN 15288897.
- [32] 대한민국특허청(KR) (12) 등록특허공보(B1). 2005 [vid. 21. březen 2020]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/KR100724799B1/ko>
- [33] JACOBS, William, Brecht VAN HOOREWEDER, Rene BOONEN, Paul SAS a David MOENS. The influence of external dynamic loads on the lifetime of rolling element bearings: Experimental analysis of the lubricant film and surface wear. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2016, roč. 74, s. 144–164. ISSN 10961216.
- [34] JACOBS, W., R. BOONEN, P. SAS a D. MOENS. The effect of external dynamic loads on the lifetime of rolling element bearings: Accurate measurement of the bearing behaviour. *Journal of Physics: Conference Series*. 2012, roč. 364, č. 1. ISSN 17426596.
- [35] CHOE, Bokseong, Jeonkook LEE, Doyoung JEON a Yongbok LEE. Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments, Part I: Effects of cage guidance and pocket clearances. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. ISSN 10961216.
- [36] CHOE, Bokseong, Wonil KWAK, Doyoung JEON a Yongbok LEE. Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments , Part II : Effects of cage mass imbalance. 2019, roč. 116, s. 25–39.
- [37] WANG, Yuchao, Fuyan LIN, Huazhuang JIANG a Wenming YUAN. Investigation on frictional characteristic of deep-groove ball bearings subjected to radial loads. *Special Issue Article Advances in Mechanical Engineering*. 2015, roč. 7, č. 7, s. 2015 [vid. 21. březen 2020].
- [38] HAO, Xu, Jingyu ZHAI, Junshuai LIANG, Yitong CHEN a Qingkai HAN. Time-varying stiffness characteristics of roller bearing influenced by thermal behavior due to surface frictions and different lubricant oil temperatures. *Tribology International*. 2020, roč. 144, č. September 2019, s. 106125. ISSN 0301679X.
- [39] *Displacement sensors: Concept overview - JPE*. [vid. 21. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.jpe-innovations.com/precision-point/displacement-sensors-concept-overview/>
- [40] TEKSCAN. *Force Sensors / Tekscan*. 2019 [vid. 21. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/files/download/960-262e.pdf?calle=frontend>
- [41] *How to Select the Optimal Temperature Sensor / Ametherm*. [vid. 22. březen 2020]. Dostupné z: <https://www.ametherm.com/blog/thermistors/select-optimal-temperature-sensor>
- [42] SECRETARIAT, Ecss Executive. ECSS-E-ST-33-01C (6 March 2009). 2009, č. March, s. 1–65.

- [43] *Ti 6AL-4V - prémiová slitina titanu dodávaná nyní společností NeoNickel*. [vid. 26. leden 2021]. Dostupné z: <https://www.neonickel.com/cs/alloys/slitiny-titanu/ti-6al-4v-jakost-5/>
- [44] *Používané materiály | Retro FACTORY s.r.o.* [vid. 26. leden 2021]. Dostupné z: <https://www.rfycorp.com/pouzivane-materialy>
- [45] *440C Martensitic Stainless Steel (UNS S44004)*. [vid. 25. únor 2021]. Dostupné z: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=850c5024f8d844af8ef95afab1a08792&ckck=1>
- [46] *ASM Aerospace Specification Metals, Inc. | Florida Aerospace Metal Distributor*. [vid. 24. únor 2021]. Dostupné z: <https://www.aerospacemetals.com/index.html>
- [47] *Kapacitní senzory na měření vzdálenosti a polohy*. [vid. 21. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.micro-epsilon.cz/displacement-position-sensors/capacitive-sensor/>
- [48] MICRO-EPSILON. Capacitive displacement sensors and systems. 2010, s. 32.
- [49] *Snímače polohy VIONiCTM*. [vid. 21. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.renishaw.cz/cs/snimace-polohy-vionic--38973>
- [50] *Nabídka stupnic optických snímačů*. [vid. 21. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.renishaw.cz/cs/nabidka-stupnic-optickych-snimacu--36031#ElementHTML98287>
- [51] *S9M | HBM - měřicí technika*. [vid. 21. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/produkty/snimace-sily/s9m/>
- [52] *C10 | HBM - měřicí technika*. [vid. 21. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/produkty/snimace-sily/c10/>
- [53] CONVENTIONAL, Acoposmicro, Yes Yes PRHZ, D I N ISO a Coating Color OPERATING. Technical data 2 . 5 General motor data. nedatováno.
- [54] WEIGHT, Protection. 8GP40-060 standard. 2016, s. 572–575.
- [55] *Aktuátory, el. zdvihací válce PNCE - Matis s.r.o.* [vid. 21. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.matis.cz/cs/produkt/aktuatory-el-zdvihaci-valce-pnce>
- [56] *Frentech Aerospace s.r.o. – Další web používající WordPress*. [vid. 5. květen 2021]. Dostupné z: <https://frentech.eu/>

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

k_a, k_r	tuhost – axiální, radiální
F	síla
δ	deformace
Z	počet kuliček
K_n	tuhost kuličky
α	stykový úhel
e	axiální posuv vlivem předpětí
M_{load}	krouticí moment
F_{ax}	axiální síla na pístnic
l	stoupání kuličkového šroubu
η	mechanická účinnost
Δd	změna rozměru součásti
d	průměr
γ	součinitel teplotní roztažnosti
ΔT	změna teploty

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1 Konfigurace dvouřadých ložisek (a) zády k sobě, (b) čely k sobě, (c) do tandemu [1]	14
Obr. 2-2 Rozteč mezi účinnými středy zatížení dvouřadého ložiska s uspořádáním do O a X [3]	15
Obr. 2-3 Stykový úhel ložiska a přenos zatížení [2].....	15
Obr. 2-4 Vnitřní vůle ložiska [2]	16
Obr. 2-5 (a) Tuhé předpětí, (b) Konstantní předpětí [2][7]	17
Obr. 2-6 Upínací smyčky tuhého předpětí dvouřadého ložiska zády k sobě [7]	18
Obr. 2-7 Vliv vnějšího zatížení na předepjaté sady ložisek [2].....	18
Obr. 2-8 Vliv předpětí a stykového úhlu na tuhosti [8]	19
Obr. 2-9 Radiální tuhost ložiska v závislosti na provozní teplotě [11]	20
Obr. 2-10 Porovnání experimentálních dat a simulace axiální tuhosti pro dvě různé teploty [9]	20
Obr. 2-11 Síly a momenty působící na dvouřadé ložisko [1]	24
Obr. 2-12 Srovnání koeficientu spočítaného modelu s komerčními hodnotami [1].....	25
Obr. 2-13 a) Schéma zatěžovacího mechanismu, b) uspořádání experimentálního zařízení v peci [29].....	26
Obr. 2-14 Schématické pohled na zkušební zařízení [13]	26
Obr. 2-15 Princip funkce testovacího zařízení [30]	27
Obr. 2-16 Základní schéma zkušebního zařízení pro zatížení ložiska [31]	28
Obr. 2-17 Schéma experimentálního zařízení [32]	28
Obr. 2-18 (a) Zatížení ložiska pomocí aktuátorů (b) síly od aktuátorů působící na ložisko [33]	29
Obr. 2-19 Zatížení a měření deformací ložiska [33]	30
Obr. 2-20 Schéma kryogenního testovacího zařízení [36]	31
Obr. 4-1 Schéma postupu při řešení práce	37
Obr. 4-2 Schéma postupu modelování součástí.....	40
Obr. 4-3 Modely součástí v Romaxu a) čep, b) vnitřní pouzdro, c) vnější pouzdro	41
Obr. 4-4 Schéma postupu vytvoření vlastního ložiska	41

Obr. 4-5 Schéma zadaných parametrů pro uložení ložiska	42
Obr. 4-6 Ax. zajištění ložiska a) pevné, b) pevné s vůlí, c) omezené vpravo, d) omezené vlevo, e) posuvné	43
Obr. 4-7 Schéma zadaných parametrů pro zatížení	44
Obr. 4-8 Modelovaná sestava s radiálním zatížením	44
Obr. 4-9 Schéma výsledků z analýzy ložiska.....	45
Obr. 4-10 Schéma výsledků z analýzy hřídele	45
Obr. 4-11 Ukázka výsledné deformace při radiálním zatížení.....	46
Obr. 4-12 Vliv počáteční vůle na radiální deformaci a tuhosti	47
Obr. 4-13 Vliv předpětí na radiální deformaci a tuhosti	48
Obr. 4-14 Vliv předpětí na axiální deformaci a tuhosti	48
Obr. 4-15 Vliv uložení ložiska a materiálu pouzdra na radiální deformaci při 70 °C	49
Obr. 4-16 Vliv uložení ložiska a materiálu pouzdra na radiální tuhosti při 70 °C.....	49
Obr. 4-17 Vliv uložení ložiska a materiálu pouzdra na axiální deformaci při -30 °C	50
Obr. 4-18 Vliv uložení ložiska a materiálu pouzdra na axiální tuhosti při -30 °C.....	50
Obr. 4-19 Vliv konformity vnitřního kroužku na tuhosti.....	51
Obr. 4-20 Vliv konformity vnějšího kroužku na tuhosti.....	51
Obr. 4-21 Měřicí řetězec	52
Obr. 4-22 a) Kontrolér s vysokým rozlišením, b) Kapacitní snímač CSH1-CAm1,4 [47]	53
Obr. 4-23 Optický encodér VIONiC se stupnicí RELM [49].....	54
Obr. 4-24 Schéma zařízení s pneumatickým válcem	58
Obr. 4-25 Schéma zařízení s elektrickým aktuátorem.....	59
Obr. 4-26 Experimentální zařízení	60
Obr. 4-27 Schéma řídicího a měřicího systému	61
Obr. 4-28 Elektrický válec firmy Unimotion [55]	63
Obr. 4-29 a) Patka, b) Uchycení patek k válci [55]	64
Obr. 4-30 Pružný člen	65
Obr. 4-31 Výchozí uložení ložiska	68
Obr. 4-32 Uložení ložiska pro radiální zatížení.....	69
Obr. 4-33 Uložení ložiska pro axiální zatížení.....	70

Obr. 4-34 Uložení ložiska pro momentové zatížení	71
Obr. 4-35 Sestavené experimentální zařízení v laboratoři ÚK	73
Obr. 4-36 Termální komora s experimentálním zařízením v tzv. clean roomu	74
Obr. 5-1 Graf radiální zatížení-deformace ložiska s titanovým pouzdrem	75
Obr. 5-2 Graf radiální zatížení-deformace ložiska s duralovým pouzdrem	76
Obr. 5-3 Graf axiální zatížení-deformace ložiska s titanovým pouzdrem	77
Obr. 5-4 Graf axiální zatížení-deformace ložiska s duralovým pouzdrem	77
Obr. 5-5 Graf zatížení-natočení ložiska s titanovým pouzdrem.....	78
Obr. 5-6 Graf zatížení-natočení ložiska s titanovým pouzdrem.....	79
Obr. 5-7 Graf závislosti radiální tuhosti na zatížení.....	80
Obr. 5-8 Graf závislosti axiální tuhosti na zatížení	80
Obr. 5-9 Graf momentové tuhosti na zatížení	80
Obr. 12-1 Okrajové podmínky simulace	98
Obr. 12-2 Celková deformace zařízení.....	98
Obr. 12-3 Deformace v ose x a natočení el. válce	99
Obr. 12-4 Kombinované napětí rámu.....	100
Obr. 12-5 Napětí von-Mises uchycení el. Válce.....	100

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 3-1 Způsoby vyvození zatížení a jejich vlastnosti	34
Tab. 3-2 Typy snímačů vzdálenosti a jejich vlastnosti [39]	34
Tab. 3-3 Typy snímačů síly a jejich vlastnosti [40]	35
Tab. 3-4 Typy teploměrů a jejich vlastnosti [41]	35
Tab. 3-6 Specifikace experimentálního zařízení a jeho jednotlivých částí	36
Tab. 4-1 Specifikace testovaného ložiska	38
Tab. 4-2 Vlastnosti použitých materiálů uložení a ložiska [45],[46]	40
Tab. 4-3 Kapacitní snímač CSH1-CAM1,4 [47]	53
Tab. 4-4 Kontrolér s demodulátorem DT6530 [47]	54
Tab. 4-5 Optický encodér TONiC [48]	55
Tab. 4-6 Stupnice RELM [49]	55
Tab. 4-7 Tenzometrické snímače sil [50], [52]	56
Tab. 4-8 Parametry servomotoru [53]	62
Tab. 4-9 Parametry planetové převodovky [54]	63
Tab. 4-10 Specifikace elektrického válce [55]	64
Tab. 12-1 Materiály a jejich vlastnosti použité v simulaci	97

12 SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1** Výpočet pružin
- Příloha 2** MKP analýza rámu
- Příloha 3** Postup montáže a experimentu

Samostatné přílohy

- Příloha 4** Výkresová dokumentace

PŘÍLOHA 1

Výpočet pružin

Proběhlo několik iterací výpočtu, přičemž se měnil průměr drátu, střední průměr a počet pružin. Polotovarem pružiny je patentovaný pružinový drát z nelegované oceli dle EN 10270:1.

Proměnné vstupní parametry

$d = 8 \text{ mm}$	průměr drátu
$D = 50 \text{ mm}$	střední průměr pružiny
$n = 3$	počet pružin

Zadané vstupní parametry

$y_{max} = 30 \text{ mm}$	maximální stlačení pružiny
$F_{max} = 4000 \text{ N}$	maximální síla na člen
$E = 206 \text{ GPa}$	modul pružnosti v tahu
$G = 81 \text{ GPa}$	modul pružnosti ve smyku
$\xi = 0,15$	součinitel linearity

Mez pevnosti pro tlačené pružiny vystavenému střednímu statickému zatížení

$$R_m \approx 1980 - 740 \lg \cdot d = 1980 - 740 \lg \cdot 8 = 1312 \text{ MPa}$$

Dovolené smykové napětí

$$R_{se} = 0,56 \cdot R_m = 0,56 \cdot 1312 = 734,56 \text{ MPa}$$

Maximální síla na jednu pružinu

$$F_i = \frac{F_{max}}{n} = \frac{4000}{3} = 1333 \text{ N}$$

Poměr vinutí

$$C = \frac{D}{d} = \frac{50}{8} = 6,25$$

Bergstrasserův součinitel

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} = \frac{4 \cdot 6,25 + 2}{4 \cdot 6,25 - 3} = 1,227$$

Maximální smykové napětí

$$\tau_s = \frac{K_B \cdot 8(1 + \xi) \cdot F_i \cdot D}{\pi \cdot d^3} = \frac{1,227 \cdot 8(1 + 0,15) \cdot 1333 \cdot 50}{\pi \cdot 8^3} = 467,97 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti meznímu stavu pružnosti

$$k_k = \frac{R_{se}}{\tau_s} = \frac{734,56}{467,97} = 1,57$$

Počet činných závitů

$$n_a = \frac{G \cdot d^4 \cdot y_{max}}{8 \cdot D^3 \cdot F_i} = \frac{81\,000 \cdot 8^4 \cdot 30}{8 \cdot 50^3 \cdot 1333} = 7,511$$

Počet celkových závitů pro obrobenou pružinu s uzavřenými konci

$$n_t = n_a + 2 = 9,511$$

Stlačená délka pružiny

$$L_s = d \cdot n_t = 8 \cdot 9,511 = 76,01 \text{ mm}$$

Volná délka pružiny

$$L_o = L_s + y_{max}(1 + \xi) = 76,01 + 30(1 + 0,15) = 110,6 \text{ mm}$$

Vzpěrná stability vybočení pružiny

$$L_o < 2,63 \cdot \frac{D}{\alpha} = 2,63 \cdot \frac{50}{0,5} = 263 \text{ mm}$$

Tuhost pružiny

$$k_p = \frac{F_i}{y_{max}} = \frac{1333}{30} = 44,44 \text{ N/mm}$$

PŘÍLOHA 2

MKP analýza rámu

Kontrola deformací a napětí rámu proběhly pomocí MKP analýzy v ANSYS Workbench. V simulaci byly zahrnuty rám, elektrický válec s patkami a nosná deska s čepem. Ostatní komponenty nebylo potřeba v simulaci modelovat, a proto se zanedbaly. V sestavě chybělo vyztužení rámu pomocí spojovaných úhelníků. Konce profilů rámu zasahovaly do poloviny průřezu ostatních profilů zařízení. Bylo to způsobeno modelováním střednic profilů. Tím došlo k jistému vyztužení rámu, který byl ve skutečnosti vyztužen pomocí úhelníků. Pro jednotlivé součásti v simulaci se zvolil stejný materiál jako ve skutečnosti. Mechanické vlastnosti těchto materiálů jsou sepsány v Tab. 12-1. Materiál patek válce byla nespecifikovaná konstrukční ocel, proto se v simulaci použil materiál structural steel.

Tab. 12-1 Materiály a jejich vlastnosti použité v simulaci

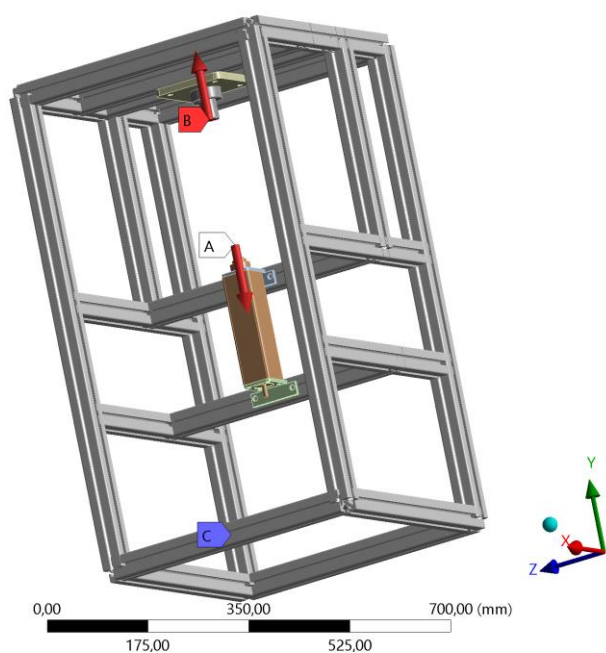
Vlastnost	Jednotky	AISI 304	EN AW 7075	EN AW 6063	Structural steel
Modul pružnosti	GPa	193-200	72	69,5	200
Poissonova konst.	-	0,29	0,33	0,33	0,3
Mez kluzu	MPa	215	485	214	250
Mez pevnosti	MPa	505	540	241	460

Rám byl vymodelován v Design modeleru, aby se umožnilo použití beam prvků a snížila se náročnost simulace. Ostatní prvky byly tvořeny elementy tetrahedrons různých velikostí podle potřeby součástí. Celkově bylo použito 83 207 elementů a 131 805 nodů.

Okrajové podmínky simulace jsou na následujícím obrázku (Obr. 12-1). Spodní profily rámu měly fixní vazbu, i když ve skutečnosti jim byl umožněn rovinný pohyb po podlaze na které bylo zařízení umístěno. Toto zjednodušení je řešeno následovně pomocí reakcí ve vazbě. Na čep s deskou působila síla 4000 N od elektrického válce, reakce od této síly působila stejnou velikostí opačným směrem na elektrický válec.

A: Axial
 Static Structural
 Time: 1,1907 s
 18.01.2021 12:33

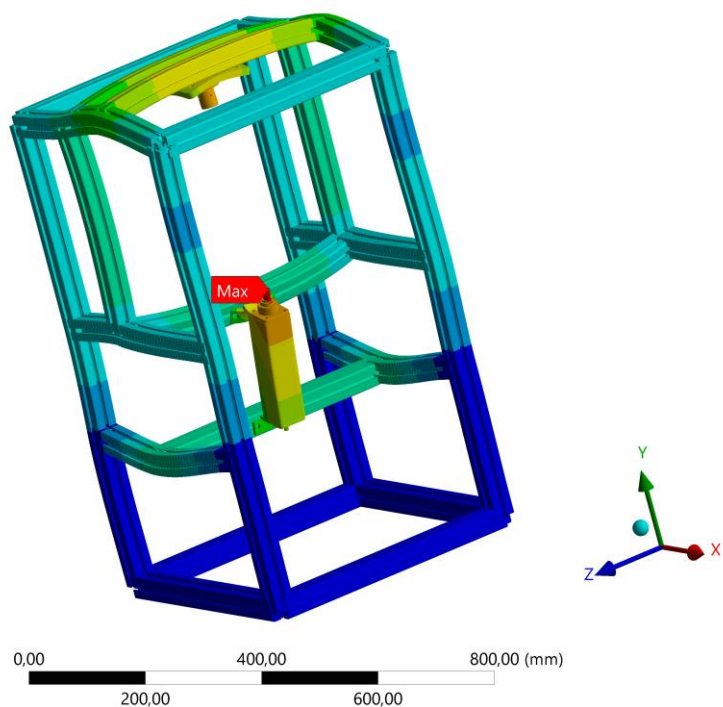
A Force: 4000, N
B Force 2: 4000, N
C Fixed Support



Obr. 12-1 Okrajové podmínky simulace

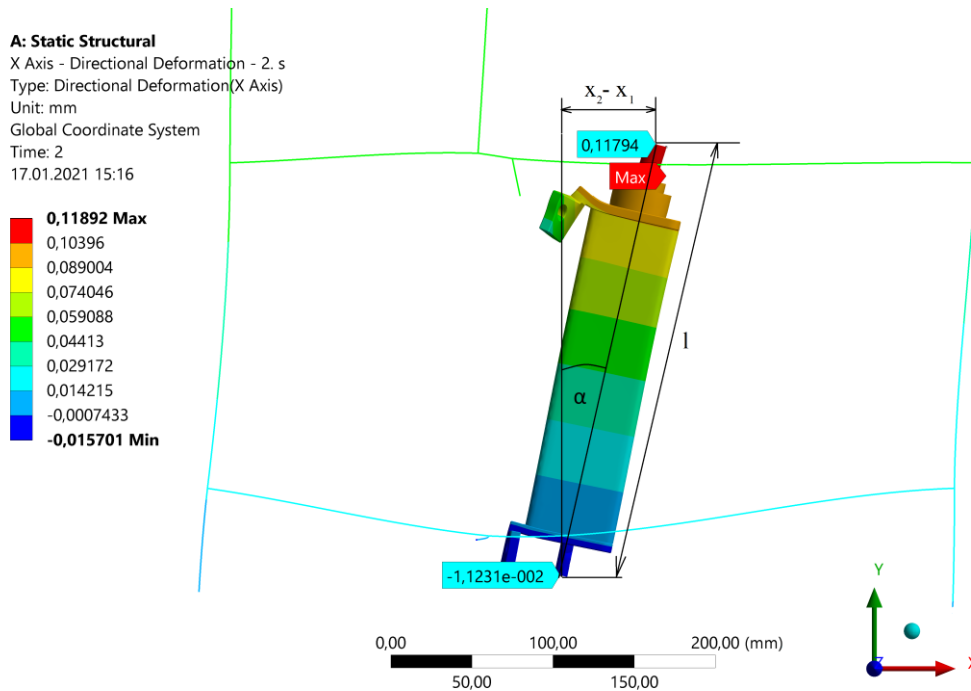
A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 17.01.2021 15:13

0,168 Max
 0,14933
 0,13067
 0,112
 0,093334
 0,074667
 0,056
 0,037334
 0,018667
0 Min



Obr. 12-2 Celková deformace zařízení

Největší deformace se nacházely na pístnici elektrického válce, její velikost je 0,168 mm. Nás hlavně zajímaly deformace a způsobené natočení válce, který ovlivňoval působící sílu na čep s deskou. Na Obr. 12-3 lze vidět deformaci v ose x a způsobená natočení. Pomocí známých deformací se zjistilo natočení a změna síly.



Obr. 12-3 Deformace v ose x a natočení el. válce

Natočení válce

$$\sin \alpha = \frac{x_2 - x_1}{l} = \frac{0,118 - (-0,012)}{273} \rightarrow \alpha = 0,027^\circ$$

Kde

x_2 je deformace osy pístnice na ose x v mm,

x_1 je deformace osy hřídele na ose x v mm,

l je délka od čela hřídele po čelo pístnice v mm,

α je natočení způsobené deformací válce ve stupních.

Změna síly

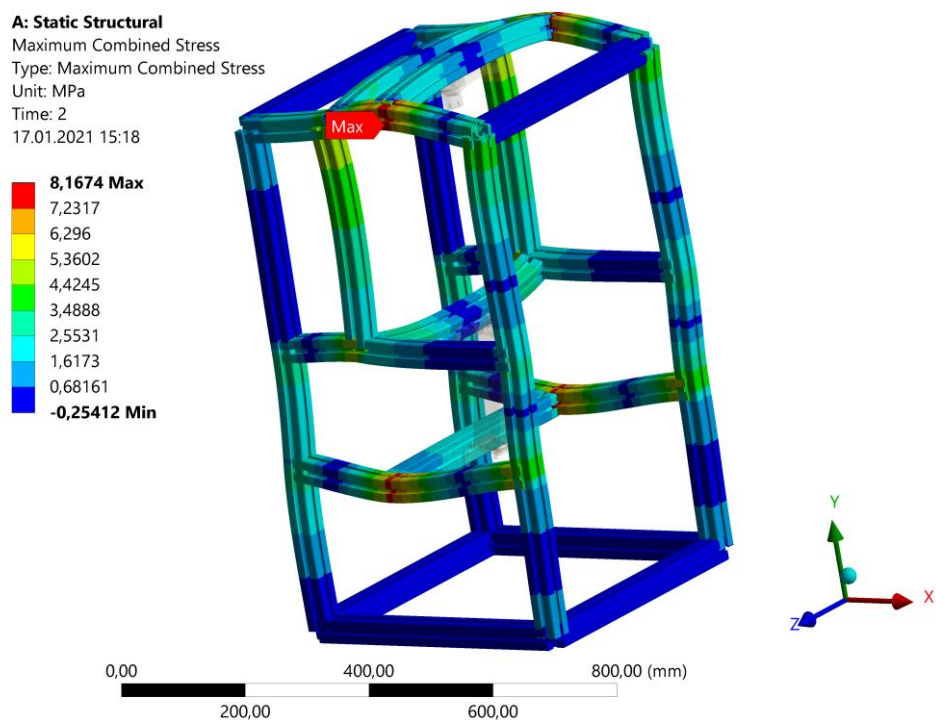
$$F_y = \cos \alpha \cdot F = \cos(0,0271) \cdot 4\,000 = 3\,999,99\,N$$

Kde

F_y je síla v ose y v N,

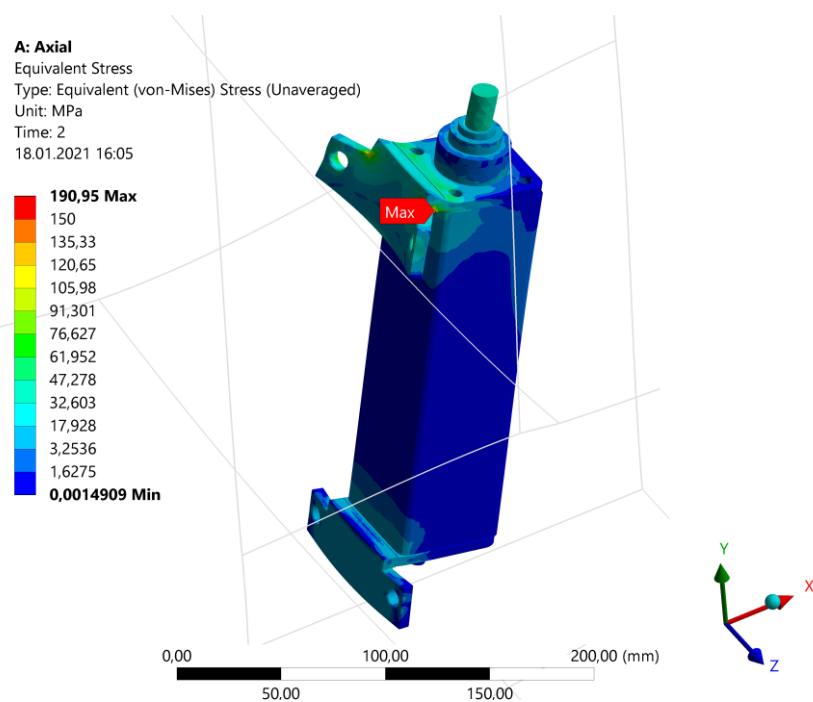
F je celková působící síla v N.

Při aplikování reakční síly dojde k natočení válce a změně směru působení síly, tato změna byla ovšem natolik malá, že se zanedbala.



Obr. 12-4 Kombinované napětí rámu

Největší kombinované napětí se nacházelo v horní části rámu dle Obr. 12-4 a velikost tohoto napětí byla 8,2 MPa.



Obr. 12-5 Napětí von-Mises uchycení el. Válce

V místě zalomení horní patky (Obr. 12-5) vznikalo největší napětí ovlivněné hranovým efektem, jeho velikost dosahovala 191 MPa. Pro toto místo tedy vychází bezpečnost 1,3.

PŘÍLOHA 3

Postup montáže a experimentu

1. Montáž titanového pouzdra	
<ol style="list-style-type: none"> 1. montáž ložiska mezi kroužky (4,5,6,7) (12xM3-10) 2. nasazení pouzdra s ložiskem na čep (2) s deskou (1) 3. nalisování kolíku pr.3 (12) skrz pouzdro a čep 4. přišroubování axiálního disku (8) (4xM3-6) 5. přišroubování radiálního držáku pravítka (17) (2xM3-12) 6. přichycení radiálního držáku encoderu (16) (4xM3-10) 7. ustanovení polohy držáků pomocí přípravku 8. utažení šroubů držáku encoderu (4xM3-10) 9. vložení pravítka (14) 10. upevnění pravítka (2xM2,5) 	
	20 min.
2. Radiální zatěžování	
2.1. Úprava rámu	
<ol style="list-style-type: none"> 1. přišroubovat desku s uložením ložiska k horizontálním profilům (4xM8) 2. povolit šrouby na vertikálních profilech (16xM8) 3. posunout vertikální profily (mezera od zadních profilů 116 mm) a upravit kontakt na osu s tenzometrem 4. utáhnout šrouby na vertikálních profilech (16xM8) 5. povolit šrouby na horizontálních profilech (8xM8) 6. posunout vrchní horizontální profil o 22 mm dolů od horní roviny 7. utáhnout šrouby na horizontálních profilech (8xM8) 8. upravit desku s uložením ložiska s osou tenzometru 	
	20 min.
2.2. Úprava uložení	
<ol style="list-style-type: none"> 1. upevnění encoderu (2xM2,5) 2. kalibrace encoderu 3. přichycení termočlánků 	
	5 min.
2.3. Vložení do tepelné komory	2 min.
2.4. Testování	
Zatížení při 20 °C	
pozice válce na nule	
najetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy)	
vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x	
najat do nulové pozice	
	5 min.
ohřev na 70 °C	
	30 min.

Zatížení při 70 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	5 min.
ochlazení na -30 °C	
	60 min.
Zatížení při -30 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	5 min.
ohřev na 20 °C	
	30 min.
2.5. Vytáhnutí z tepelné komory	2 min.
3. Momentové zatěžování - radiálně	
3.1. Úprava rámu <ol style="list-style-type: none"> povolit šrouby na vertikálních profilech (16xM8) posunout vertikální profily (mezera od zadních profilů 55 mm) a upravit na osu s tenzometrem utáhnout šrouby na vertikálních profilech (16xM8) 	
	15 min.
3.2. Úprava uložení <ol style="list-style-type: none"> přišroubovat axiální přírubu (24) s momentovým ramenem (26) k pouzdru (4xM3-25) přešroubovat kulový prvek (21) z pouzdra na rameno (26) 	
	5 min.
3.3. Vložení do tepelné komory	2 min.
3.4. Testování Zatížení při 20 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+-36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	2 min.
ohřev na 70 °C	
	30 min.
Zatížení při 70 °C pozice válce na nule	

najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+-36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	2 min.
ochlazení na -30 °C	60 min.
Zatížení při -30 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+-36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	2 min.
ohřev na 20 °C	30 min.
3.5. Vytáhnutí z tepelné komory	2 min.
4. Momentové zatěžování - axiálně	
4.1. Úprava uložení	
1. demontáž enkodéru, pravítka a držáků pro radiální zatěžování 2. přišroubování axiálního držáku pravítka (23) (2xM3-12) 3. přichycení axiálního držáku encoderu (22) (4xM3-10) 4. ustanovení polohy držáků pomocí přípravku 5. utažení šroubů držáku enkodéru (4xM3-10) 6. vložení pravítka (14) 7. upevnění pravítka (2xM2,5) 8. upevnění enkodéru (13) (2xM2,5) 9. kalibrace enkodéru	
	20 min.
4.2. Vložení do tepelné komory	2 min.
4.3. Testování	
Zatížení při 20 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+-36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	2 min.
ohřev na 70 °C	30 min.
Zatížení při 70 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy)	

vysunutí 3,8 mm (+36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	2 min.
ochlazení na -30 °C	60 min.
Zatížení při -30 °C pozice válce na nule najeť na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	2 min.
ohřev na 20 °C	30 min.
4.4. Vytáhnutí z tepelné komory	2 min.
5. Axiální zatěžování	
5.1. Úprava uložení	
1. demontáž momentového ramena (26) (4xM3-12)	
2. přešroubovat kulový prvek (21) z ramene na axiální přírubu (24)	
	5 min.
5.2. Úprava rámu	
1. povolit šrouby na horizontálních profilech (8xM8)	
2. přemontovat horizontální profily k horní rovině (mezera od zadních profilů 130 mm) a upravit na osu s tenzometrem	
3. utáhnout šrouby na horizontálních profilech (8xM8)	
	15 min.
5.3. Vložení do tepelné komory	2 min.
5.4. Testování	
Zatížení při 20 °C pozice válce na nule najeť na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	5 min.
ohřev na 70 °C	30 min.
Zatížení při 70 °C pozice válce na nule najeť na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x najat do nulové pozice	

	5 min.
ochlazení na -30 °C	60 min.
Zatížení při -30 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	5 min.
ohřev na 20 °C	30 min.
5.5. Vytáhnutí z tepelné komory	2 min.
6. Demontáž titanového pouzdra	
1. demontáž termočlánků 2. demontáž encodéru 3. demontáž desky s uložením z rámu 4. demontáž držáků 5. demontáž axiální příruby 6. vytlučení kolíku 7. demontáž kroužků a ložiska	
	15 min.
7. Montáž duralového pouzdra	
1. montáž ložiska mezi kroužky (12xM3-10) 2. nasazení uložení s ložiskem na čep s deskou 3. nalisování kolíku (pr.4) skrz uložení a čep 4. přišroubování axiálního zajištění (4xM3-6) 5. přišroubování axiální příruby s knoflíkem 6. přišroubování držáku pravítka (2xM3-12) 7. přichycení držáku encodéru (4xM3-10) 8. ustanovení polohy držáků pomocí přípravku 9. utažení šroubů držáku encodéru (4xM3-10) 10. vložení pravítka 11. upevnění pravítka (2xM2,5)	
	20 min.
8. Axiální zatěžování	
8.1. Úprava uložení 1. příšroubovat desku s uložením ložiska k horizontálním profilům z posledního testování (4xM8) 2. upevnění encodéru (2xM2,5) 3. kalibrace encodéru	
	10 min.

8.2. Vložení do tepelné komory	2 min.
8.3. Testování Zatížení při 20 °C pozice válce na nule njetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x njet do nulové pozice	5 min.
ohřev na 70 °C	30 min.
Zatížení při 70 °C pozice válce na nule njetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x njet do nulové pozice	5 min.
ochlazení na -30 °C	60 min.
Zatížení při -30 °C pozice válce na nule njetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x njet do nulové pozice	5 min.
ohřev na 20 °C	30 min.
8.4. Vytáhnutí z tepelné komory	2 min.
9. Momentové zatěžování - axiálně	
9.1. Úprava rámu 1. povolit šrouby na horizontálních profilech (8xM8) 2. přemontovat horizontální profily k vertikálním 22 mm shora (vertikální zůstaly na pozici z minulého estování) a upravit na osu s tenzometrem 3. utáhnout šrouby na horizontálních profilech (8xM8)	15 min.
9.2. Úprava uložení 1. přešroubovat knoflík na rameno 2. přišroubovat k axiální přírubě rameno	5 min.
9.3. Vložení do tepelné komory	2 min.

9.4. Testování	
Zatížení při 20 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8mm (+36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	2 min.
ohřev na 70 °C	
	30 min.
Zatížení při 70 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	2 min.
ochlazení na -30 °C	
	60 min.
Zatížení při -30 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	
	2 min.
ohřev na 20 °C	
	30 min.
9.5. Vytáhnutí z tepelné komory	2 min.
10. Momentové zatěžování - radiálně	
10.1. Úprava uložení	
1. demontáž enkodéru, pravítka a držáku pro axiální zatěžování 2. přišroubování radiálního držáku pravítka (2xM3-12) 3. přichycení radiálního držáku encoderu (4xM3-10) 4. ustanovení polohy držáků pomocí přípravku 5. utažení šroubů držáku enkodéru (4xM3-10) 6. vložení pravítka 7. upevnění pravítka (2xM2,5) 8. upevnění enkodéru (2xM2,5) 9. kalibrace enkodéru	
	20 min.
10.2. Vložení do tepelné komory	2 min.

10.3. Testování	
Zatížení při 20 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	2 min.
ohřev na 70 °C	30 min.
Zatížení při 70 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	2 min.
ochlazení na -30 °C	60 min.
Zatížení při -30 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 35 mm od nulové polohy) vysunutí 3,8 mm (+36 Nm), čas vysunutí: 10 s, čas zasunutí: 10 s, opakování 5x najat do nulové pozice	2,5 min.
ohřev na 20 °C	2 30 min.
10.4. Vytáhnutí z tepelné komory	2 min.
11. Radiální zatěžování	
11.1. Úprava uložení	
1. přešroubovat knoflík z ramene na pouzdro 2. demontáž axiální příruby s ramenem	5 min.
11.2. Úprava rámu	
1. povolit šrouby na vertikálních profilech (16xM8) 2. posunout vertikální profily (mezera od zadních profilů 116 mm) a upravit na osu s tenzometrem 3. utáhnout šrouby na vertikálních profilech (16xM8)	15 min.
11.3. Vložení do tepelné komory	2 min.
11.4. Testování	

Zatížení při 20 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x najet do nulové pozice	
	5 min.
ohřev na 70 °C	
	30 min.
Zatížení při 70 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x najet do nulové pozice	
	5 min.
ochlazení na -30 °C	
	60 min.
Zatížení při -30 °C pozice válce na nule najetí na dotek (asi 3 mm od nulové polohy) vysunutí 26,4 mm (+-4 kN), čas vysunutí: 30 s, čas zasunutí: 30 s, opakování 5x najet do nulové pozice	
	5 min.
ohřev na 20 °C	
	30 min.
11.5. Vytáhnutí z tepelné komory	
	2 min.